

**Міністерство освіти і науки України**  
**Ministry of Education and Science of Ukraine**

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ**  
**SCIENCE JOURNAL**

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,  
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ**

**2018, № 12**

**Technical service of agriculture, forestry  
and transport systems 2018, № 12**

**Харків – 2018 – Kharkiv**

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ «ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,  
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ»**

**SCIENCE JOURNAL «TECHNICAL SERVICE OF AGRICULTURE,  
FORESTRY AND TRANSPORT SYSTEMS»**

**Журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» містить оглядові статті та результати досліджень у відповідності із рубриками:**

- Технічний сервіс машин агропромислового комплексу.
- Технічний сервіс машин лісового та транспортного комплексів.
- Технології та засоби діагностування.
- Проблеми використання паливомастильних матеріалів та альтернативних видів палив.
- Техніка і технології тваринництва.
- Проблеми надійності.
- Проблеми відновлення деталей машин.
- Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження.
- Питання сприяння розвитку науки і техніки
- Інноваційні методи та технології у підготовці фахівців.

**Журнал призначений для виробників, викладачів, наукових співробітників, аспірантів і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.**

**Засновник:** Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Наказом МОН №132 від 21.12.15. журнал включено до Переліку наукових фахових видань України.

Журнал виходить 2 – 4 рази на рік. Мова видання: українська, російська, англійська.

Затверджено до друку рішенням Вченої ради Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка (протокол № 7 від 29.03.2018).

ISSN 2311-441X

©Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2017.

**Journal "Technical service of agriculture, forestry and transport systems" comprising review articles and research results, researches in accordance with sections:**

- Technical service machines agricultural sector.
- Technical service forestry machinery and transport facilities.
- Technology and diagnostics.
- Poor use of fuel, lubricants and alternative fuels.
- Engineering and Technology livestock.
- Problems of reliability.
- Poor recovery.
- The problems of energy supply and energy efficiency.
- The issue of promoting science and technology

**The magazine is designed for manufacturers, teachers, researchers, graduate students and students who specialize in the relevant or related fields of science and production areas.**

**Founder:** Kharkov National University, technically agriculture Petro Vasilenko. Order of MES №132 from 12.21.15. magazine included in the list of scientific professional publications of Ukraine.

The magazine is published 2 - 4 times a year. Language: Ukrainian, Russian and English.

Approved for publication decision of the Academic council of Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture (report № 7 from 29.03.2018).

ISSN 2311-441X

© Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, 2017.

#### **Редакційна колегія:**

*Головний редактор* – **Войтов В.А.**, д.т.н., проф.  
(Україна, Харків)

*Заступник головного редактора* – **Науменко О.А.**,  
к.т.н., проф., академік Інженерної академії України  
(Україна, Харків)

*Відповідальний секретар* – **Калінін Є.І.**, к.т.н., доц.  
(Україна, Харків)

#### *Члени редакційної колегії:*

**Марьян Г.Ф.**, д. т. н., проф., (Молдова, Кишинев)  
**Пастухов А.Г.**, д. т. н., проф., (Росія, Белгород)  
**Jozef Kolodziejv**, д. т. н., проф., (Польща, Люблін)  
**Скобло Т.С.**, д. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Сідашенко О.І.**, к. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Власовець В.М.**, д. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Козаченко О.В.**, д. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Тришевський О.І.**, д. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Кухтов В.Г.**, д. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Суска А.А.**, к. е. н., (Україна, Харків)  
**Нагорний С. А.**, к. с-г. н., доц., (Україна, Харків)  
**Гринченко О. С.**, д. т. н., проф., (Україна, Харків)  
**Jerzy Grudzinski**, д. т. н., проф., (Польща, Люблін)

#### **Editorial Board:**

*Chief Editor* — **V. Vojtov**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)

*Deputy Chief Editor* — **A. Naumenko**, Ph.D., Prof.,  
(Ukraine, Kharkov)

*Secretary* — **E. Kalinin**, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)

#### *Members of the Editorial Board:*

**G. Maryan**, Dr.Sc., Prof. (Moldova, Chisinau)  
**A. Pastuhov**, Dr.Sc., Prof. (Russia, Belgorod)  
**J. Kolodziejv**, Dr.Sc., Prof. (Poland, Lublin)  
**T. Skoblo**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**A. Sidashenko**, Ph.D., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**V. Vlasovets**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**O. Kozachenko**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**O. Trishevsky**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**V. Kuhtov**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**A. Suska**, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)  
**S. Nagorniy**, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)  
**O. Grynchenko**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)  
**J. Grudzinski**, Dr.Sc., Prof. (Poland, Lublin)

#### **Адреса редакції:**

*ННІ ТС, ХНТУСГ ім. П. Василенка,  
просп. Московський 45, Харків,  
Україна, 61050*

**Тел.:** +38 (057) 732-98-16

**Сайт:** <http://www.techservis.com.ua>

**E-mail:** [gurnal\\_tc@ukr.net](mailto:gurnal_tc@ukr.net)

## ЗМІСТ

<b>Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Рыбалко И.Н., Сатановский Е.А., Олейник А.К.</b> Влияние добавки высокодисперсных алмазов на триботехнические характеристики пластичной графитной смазки .....	10
<b>Zhukov A.N.</b> Strengthening of face impulse seals rings by electroerosive alloying method .....	15
<b>Бантковський В.А., Іванов В.І., Мартиненко О.Д., Гожа Д.М.</b> Оценка качества ремонта технологического оборудования .....	26
<b>Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Клендій О.М., Погріщук Б.В., Добіжа Н.В.</b> Визначення потужності на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею та його продуктивності .....	33
<b>Павленко С.І.</b> Розробка експериментальної установки для дослідження технічних засобів механізованих технологічних процесів компостування органічних відходів.....	43
<b>Троханяк В.І., Антипов Є.О., Богдан Ю.О.</b> Розробка та чисельне моделювання теплообмінного обладнання нової конструкції для систем підтримання мікроклімату у птичниках .....	50
<b>Попович П.В., Шевчук О.С., Цьонь О.П., Марценко Н.С.</b> Підвищення рівня безпеки ділянки вулично-дорожньої мережі м. Тернополя технічно- організаційними шляхами .....	59
<b>Науменко О.А., Вітковський Ю.П.</b> Аналіз перспективних спрямувань відновлення технічного потенціалу галузі тваринництва .....	66
<b>Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Клендій В.М., Тесля В.О., Навроцька Т.Д., Радик М.Д.</b> Дослідження динаміки процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок .....	74
<b>Козаченко О.В., Каденко В.С., Шкрегаль О.М., Блезнюк О.В., Макаров В.Є.</b> Дослідження зносостійкості різальних елементів на круговому стенді .....	83
<b>Гаврон Н.Б., Кучвара І.М., Шевчук О.С., Конончук О., Матвійшин А.Й., Коваль Ю.Б.</b> Експериментальні дослідження експлуатаційної навантаженості сільськогосподарського транспортного засобу.....	89
<b>Лімонт А.С., Климчук В.М.</b> Вплив режиму роботи підбирального барабана прес-підбирачів і параметрів скочуваного шару льонотрести на масу її рулонів.....	96
<b>Лузан С.А.</b> Алгоритм разработки технологии наплавки защитных покрытий, модифицированных композиционными материалами .....	109
<b>Мнушка О.В.</b> SCADA на основі промислового інтернету речей: архітектура системи .....	117
<b>Гевко Б.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П., Гупка В.В.</b> Особенности конструкций гвинтовых завантажувачів машин .....	125



<b>Білик С.Г., Диня В.І., Фльонц О.І., Клендій М.І., Семенів І.І., Марчук Н.М.</b> Пневматичний автоматизований пристрій для сверління отворів в трубчастих заготовках і нарізання різі .....	130
<b>Ачкевич О.М., Ачкевич В.І.</b> Аналіз конструкцій колекторів доїльних апаратів та їх вплив на якість отриманого молока.....	134
<b>Скобло Т.С., Автухов А.К., Сидашенко А.И., Белкин Е.Л., Цыганкова И.В.</b> Теоретическая оценка условий кристаллизации отливок листопрокатных валков.....	141
<b>Ніконов О.Я., Шуляков В.М., Фастовець В.І.</b> Розроблення математичної моделі інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля.....	147
<b>Адамчук В. В., Дмитрів І. В., Дмитрів В. Т.</b> Модель бістабільної стрибкоподібної мембрани, як елемент системи керування .....	154
<b>Тришевський О.І., Ахлестін В.Л., Мухамед'янов С.В.</b> Визначення впливу зусиль тертя на формування поперечних замкнутих гофрів .....	162
<b>Карнаух М.В., Войтов В.А.</b> Эксплуатационные испытания транспортного средства на смесевом составе биотоплива по магистральным и городским ездовым циклам .....	167
<b>Паславський В.Р.</b> Теоретичні дослідження робочого циклу малогабаритного шнекового олійного пресу .....	177
<b>Потаман Н.В.</b> Обстеження пасажиропотоків на транспорті загального користування у місті Слов'янськ .....	186
<b>Северин О.О., Шуліка О.О.</b> Визначення залежності вантажності козлового крану від основних показників роботи на автотранспорті .....	191
<b>Скобло Т.С., Гринченко А.С., Гончаренко А.А., Сыромятников П.С., Будава В.В.</b> Анализ стойкости валков рельсобалочных и сортопрокатных станов .....	197
<b>Головач І.В., Дорогань О.П.</b> Числовий розрахунок математичної моделі технологічного процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички.....	203
<b>Гринченко О.С., Алфьоров О.І., Юр'єва Г.П.</b> Прогнозування та керування механічною надійністю за допомогою інверсійного методу .....	210
<b>Калінін Є.І., Романченко В.М., Шуляк М.Л., Поляшенко С.О.</b> Балансування валів з урахуванням їх деформацій в процесі експлуатації.....	215
<b>Козенок А.С., Кутя О.В.</b> Шляхи підвищення ефективності ресурсозбереження в логістиці за рахунок впровадження технологічних рішень в сучасних умовах .....	223

**Ольшанський В.П., Бурлака В.В., Сліпченко М.В.**

Коливання пружної системи з сухим тертям при механічному ударі ..... 230

**Марченко М.В., Коротун І.І., Мазалов Ю.К., Козаков М.А.**

Перспективи застосування металоконструкцій при будівництві об'єктів агробізнесу ..... 236

**Коломиец В.В., Фабричникова И.А., Любичева К.М.**

Определение коэффициентов трения обрабатываемых материалов с резцами из твердого сплава и сверхтвердых материалов ..... 244

**Григорак М.Ю., Кулик В.А., Марчук В.Е., Градыский Ю.А.**

Современные тенденции обеспечения безопасности цепей поставок опасных грузов 251

**Науменко А.А.**

Анализ методов упрочнения поршневых колец различной техники ..... 257

**Ніконов О.Я., Полосухіна Т.О.**

Параметричний синтез сучасних систем сканування навколишнього простору безпілотних транспортних засобів. функціонали якості ..... 263

**Войтов В.А., Музильов Д.О., Бережна Н.Г., Щербакова В.В.**

Економічна ефективність функціонування транспортно-логістичного комплексу під час збирання цукрового буряку з урахуванням показника надійності..... 272

**Холодова О.О., Северин О.О., Шуліка О.О.**

Аналіз методик визначення допустимої пішохідної дистанції при обслуговуванні об'єктами паркування автомобілів ..... 281

**Юхимчук С.Ф., Юхимчук С.М., Толстушко Н.О.**

Обґрунтування параметрів підпружиненого натяжника брального паса льонокомбайна..... 288

**Ковалишин С.Й., Швець О.П., Щур Т.Г., Дадав В.О., Доманюк П.Ю.**

Визначення посівних якостей насіння сільськогосподарських культур методом його рентгеноскопії..... 294

**Шраменко Н.Ю.**

Оценка затрат по обслуживанию потребителей при оперативном планировании процесса поставки зерновых грузов ..... 302

## CONTENTS

<b>Scoblo T.S, Sidashenko A.I., Rybalko I.N., Satanovskii E.A., Oliinyk A.K.</b> Influence of additives of high-different diamonds on tribotechnical characteristics of plastic graphite lubrication .....	10
<b>Zhukov A.N.</b> Strengthening of face impulse seals rings by electroerosive alloying method .....	15
<b>Bantkovskiy V.A., Ivanov V.I., Martynenko O.D., Gozha D.M.</b> Assessment of quality of repair of technological equipment .....	26
<b>Hevko R.B., Zalutskiy S.Z., Klendii O.M., Pohrishchuk B.V., Dobizha N.V.</b> Results of experimental researches on definition of power on the screw conveyer with elastic sectional working surface .....	33
<b>Pavlenko S.I.</b> Development of experimental installation for research of technical means of mechanized technological processes of composition of organic waste .....	43
<b>Trokhaniak V.I., Antipov I.O., Bohdan Yu.O.</b> Development and numerical simulation of new design heat exchange equipment for microclimate maintenance systems in poultry houses.....	50
<b>Popovych P.V., Shevchuk O.S., Tson O.P., Martsenko N.S.</b> Increasing the safety level of Ternopil road network using technological organizational ways.....	59
<b>Naumenko O.O., Vitkovskiy Y.P</b> Analysis of prospective directions of technological potential restoration of the animal health industry.....	66
<b>Lyashuk O.L., Diachun A.Y, Klendiy V.M., Teslya V.O., Navrotska T.D., Radyk M.D.</b> Study of the dynamics of calibrating the turn of conical screw billet on a step.....	74
<b>Kozachenko O.V, Kadenko V.S., Shkrega O.M, Bleznyuk O. V., Makarov V.E.</b> Study of wear resistance of cutting elements on a circular stand.....	83
<b>Havron N.B., Kuchvara I.M., Shevchuk O.S., Kononchuk O., Matviishyn A.Y., Koval Y.J.</b> Experimental investigation of agricultural vehicle operative loading .....	89
<b>Limont A.S., Klymchuk V.M.</b> The effects of operating mode of the gathering cylinder of pick up balers and the parameters of the rolled flax stock layer on the mass of its rolls.....	96
<b>Luzan S.A.</b> Algorithm of development technology of safety the protective coatings, modified composite materials .....	109
<b>Mnushka O.V.</b> SCADA based on the industrial internet of things: architecture of the system.....	117
<b>Hevko B.M., Slobodian L.M.</b> Features of the design of the machines' screw loaders .....	125

<b>Bilyk S.G., Dynia V.I., Flionts O.I., Klendiy M.I., Semeniv I.I., Marchuk N.M.</b> Pneumatic automated apparatus for drilling holes in tubercular billets and for cutting threads .....	130
<b>Achkevich O.M., Achkevich V.I.</b> Analysis of constructions of collectors of milking machines and their influence on the quality of milk obtained .....	134
<b>Skoblo T. S., Avtukhov A. K., Sidashenko A.I., Belkin E.L., Tsygankova I.V.</b> Theoretical evaluation of the conditions of crystallization of castings of sheet-rolled shafts .....	141
<b>Nikonov O.Ya., Shulyakov V.M., Fastovec V.I.</b> Development of mathematical models of the information-controlling system of the adaptive suspension of a car .....	147
<b>Adamchuk V.V., Dmytriv I.V., Dmytriv V.T.</b> Model of a bistable jump membrane as an element of a control system .....	154
<b>Trishevsky O.I., Ahlestin V.L., Muhamedjanov S.V.</b> Researches of influence of forces of friction on at a receipt transversal reserved by corrugation extraction and bend .....	162
<b>Karnaukh M.V., Vojtov V.A.</b> Operating tests of a vehicle on the mixture composition of biodiesel fuel on the main and urban driving cycles .....	167
<b>Paslavsky V. R.</b> Theoretical studies of the working cycle of small-sized screw oil press .....	177
<b>Potaman N.V.</b> Survey of passenger traffic on public transport in the city of Slavyansk.....	186
<b>Severin O.O., Shulika O.O.</b> Determination of the dependence of load capacity of the gantry crane on the main performance indicators on motor transport .....	191
<b>Sklobo T.S., Grynenko A.S., Goncharenko A.A., Syromiatnikov P.S., Budakva V.V.</b> Analysis of the sustainability of rainbow and sort-property machines .....	197
<b>Golovach I.V., Dorogan O.P.</b> Numerical calculation of the mathematical model of the technological process of cleaning the sugar beet root crops heads from the remains of the gill .....	203
<b>Grinchenko O.S., Alfeyorov O.I., Yurueva G.P.</b> Forecasting and managing mechanical reliable with aid investment method.....	210
<b>Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Shuljak M.L., Poljashenko S.O.</b> Balancing of shafts taking into account their deformations during operation .....	215
<b>Kozenok A.S., Kutiya O.V.</b> Ways to increase the efficiency of resource conservation in logistics through the introduction of technological solutions in modern conditions.....	223
<b>Olshanskiy V.P., Burlaka V.V., Slipchenko M.V.</b> Oscillations of an elastic system with dry friction during a mechanical shock .....	230
<b>Marchenko M.V., Korotun I.I., Mazalov I.U.K., Kozakov M.A.</b> Prospects of application of metallic constructions are at building of objects of agribusiness.....	236

**Kolomiets V.V., Fabrichnikova I.A., Liubicheva K.M., Vijay Kumar**

Determination of the friction coefficients of the processed materials with cutters made of hard alloy and superhard materials..... 244

**Grigorak M.Y., Kulik V.A., Marchuk V.E., Gradysky Y.A.**

Contemporary trends for security of the chairs of dangerous goods supply ..... 251

**Naumenko A.A.**

Various machines pistons rings fitting methods analysis..... 257

**Nikonov O.Ya., Polosukhina T.O.**

Parametric synthesis of modern systems for scanning the surrounding space of unmanned vehicles. quality functions ..... 263

**Vojtov V.A., Muzylyov D.A., Berezchnaja N.G., Shcherbakova V.V.**

Economic efficiency of the complex of transport and logistics during harvesting of sugar beet with taking into account reliability index..... 272

**Kholodova O.O., Severin O.O., Shulika O.O.**

Analysys of methods for determining the permissible pedestrian distance while servicing vehicles by parking objects ..... 281

**Yukhymchuk S.F., Yukhymchuk S.M., Tolstushko N.O.**

The substantiation of parameters of the spring tensioner of a pulling belt of a flax-harvesting combine ..... 288

**Kovalyshyn S.Y., Shvets O.P., Shchur T.G., Dadak V.O., Domanyk P.Y.**

Determination of sowing qualities of seeds of agricultural cultures by method of its radio examination..... 294

**Shramenko N.Y.**

Estimation of costs by consumer service in operational planning of the process of delivery of grain cargoes ..... 302

Скобло Т.С.<sup>1</sup>,  
Сидашенко А.И.<sup>1</sup>,  
Рыбалко И.Н.<sup>1</sup>,  
Сатановский Е.А.<sup>2</sup>,  
Олейник А.К.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П. Василенко,  
г. Харьков, Украина

E-mail: kafedraTSRP@i.ua

<sup>2</sup>ГП «Завод имени В.А. Малышева»,  
г. Харьков, Украина

## ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ ВЫСОКОДИСПЕРСНЫХ АЛМАЗОВ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАСТИЧНОЙ ГРАФИТНОЙ СМАЗКИ

УДК 621.892

*Исследована эффективность добавки в графитовую пластичную смазку детонационной шихты, которая обеспечивает повышение износостойкости сопряжений за счёт формирования вторичных защитных структур и более длительного периода эксплуатации в условиях стабильного поступления кислорода. Это также существенно снижает локальное схватывание трущихся поверхностей.*

**Ключевые слова:** высокодисперсные алмазы, детонационная шихта, пластичная смазка, трение, износостойкость, вторичные защитные структуры.

**Введение.** В работе исследовано влияние добавок высокодисперсных алмазов (ВДА) детонационного синтеза на характеристики трения скольжения стальных сопряжений при введении пластичной смазки на основе отработанного дизельного моторного масла с природным графитом Завальевского месторождения (пос. Завалье Гайворонского района Кировоградской области).

Работа выполнена Харьковским национальным техническим университетом сельского хозяйства имени Петра Василенко совместно с предприятием ГП «Завод им. В.А. Малышева».

**Целью исследований** является определение эффективности использования добавок ВДА детонационного синтеза для улучшения триботехнических характеристик пластичной смазки на основе отработанного дизельного моторного масла природным графитом.

**Постановка задачи.** В связи с сокращением мировых запасов энергетических ресурсов и резким обострением топливно-энергетического кризиса в настоящее время особенно актуальным является энергосбережение при производстве и эксплуатации машин и механизмов. Одним из путей энергосбережения является повышение ресурса работы узлов трения машин и механизмов, а также снижение потерь на трение при их работе. В последнее время для снижения потерь на трение и уменьшения износа деталей всё шире используются различные антифрикционные присадки и добавки к смазочным материалам [1-4]. Одними из таких добавок, как было показано ранее, являются высокодисперсные алмазы детонационного синтеза, производство которых может быть организовано при утилизации устаревших и некоторых других боеприпасов, что является важным и актуальным. В связи с этим в настоящей работе рассматривается эффективность влияния детонационной алмазосодержащей шихты на характеристики трения и износа при формировании смазки деталей, работающих в сопряжении.

**Объект и методика испытаний.** Объектом испытаний являлась графитная смазка, полученная загущением отработанного моторного дизельного масла M14B<sub>2</sub>, обогащенного природным графитом. С дополнительным модифицированием и без него алмазосодержащими продуктами детонационного синтеза.

Испытания проводили на машине трения 2070 СМТ-1 по схеме «диск-диск» с использованием стандартных образцов диаметром 50мм и высотой 12мм, а также по схеме «диск-колодка» с использованием плоской колодки размером 10х10х6мм. Испытания проводили (с учётом действующих методических рекомендаций РД-50-662-88) в диапазоне нагрузок 0,05-2,0 кН при скорости скольжения 0,78 м/с.

Характеристики материалов образцов, принятых для испытаний, следующие:

- «диски» изготовлены из технически чистого железа (Армо-железо) с твёрдостью 20-22 HRC (коэрцитивная сила  $H_c=2,0$  А/см);

- «диски» из стали 38ХС в состоянии поставки с твёрдостью 28-30 HRC (коэрцитивная сила  $H_c=8,0$  А/см);

- «колодки» изготовлены из стали 40 с твёрдостью 22-24 HRC<sub>3</sub>.

Ввод смазки осуществляли однократно перед началом испытаний нанесением её в количестве 1мл на поверхность трения образцов.

Испытания по определению зависимости коэффициента трения ( $f_{тр}$ ) от нагрузки (Р) и нагрузки задиорообразования ( $P_z$ ) проводили при ступенчатом нагружении по 0,05 кН. Путь трения на каждой ступени составлял 30м. Испытания по определению величины износа проводили при нагрузке 0,2 кН в течение 45 мин.

**Результаты испытаний.** Анализируются результаты испытаний по определению зависимости  $f_{тр}$  от Р и  $P_z$ .

Результаты испытаний при ступенчатом нагружении по определению  $f_{тр}$  от Р и  $P_z$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Коэффициент трения различных вариантов пластичной смазки**

№ п/п	Смазка	Значение $f_{тр}$ при нагрузке Р, кН								
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
1	Графитная	0,56	0,46	0,40	0,38	0,34	0,31	↑		
2	Графитная с ВДА	0,48	0,44	0,40	0,36	0,32	0,32	0,27	0,26	↑
3	Без смазки	0,36	0,40	0,37	0,32	↑				

Примечание: Стрелкой указаны нагрузки, при которых отмечается появление задиоров

Анализ полученных данных показал, что добавка алмазосодержащих продуктов детонационного синтеза к графитной смазке обеспечивает возможность повышения нагрузки для развития процесса задиорообразования и снижение коэффициента трения испытанных образцов. Графитная смазка также повышает  $P_z$ , но  $f_{тр}$  оказывается более низким при трении образцов без нанесения смазки. Наблюдаемое связано с наличием оксидных плёнок и адсорбированного кислорода на поверхностях трения сопоставляемых образцов.

Результаты испытаний по определению влияния добавок ВДА на износ образцов сопрягаемых материалов представлены в таблице 2.

Таблица 2

**Износ образцов сопрягаемых материалов**

№ п/п	Смазка	Износ «диска», г	Износ «колодки», г	$f_{тр}$
1	Графитная	0,0518	0,0077	0,34
2	Графитная с ВДА	0,0260	0,0052	0,30

Полученные данные показывают, что добавка ВДА к пластичной графитной смазке существенно (в ~ 2 раза) снижает износ подвижного образца «диска». Износ «колодки» также снижается при добавке ВДА, но в меньшей степени. Это может быть связано с условиями контактирования образцов, а также с различными в свойствах, используемых материалов. Образец «колодка» имеет меньшую твёрдость, поэтому легче

шаржируется ВДА, что способствует уменьшению износа. Коэффициент трения также снижается при использовании смазки с ВДА, что согласуется с результатами, приведенными в табл. 1.

Для установления роли детонационной шихты в повышении стойкости пар трения был разработан метод определения вторичных защитных структур, который базировался на оценке их роли и формируемой толщины в процессе эксплуатации [3, 5].

Установлено, что детонационная шихта при трении формирует царапины, которые накапливают эту шихту на первом этапе эксплуатации, а затем по мере износа постепенно она поступает в очаг взаимодействия между сопрягаемыми деталями. Это является важным, поскольку очаг трения всё время насыщается кислородом новой порции шихты. Рассчётами и моделированием процесса трения выявлено, что при такой добавке шихты, которая содержит 3,37-3,43% нано- и микроалмазов, а также окислы Cu и Fe, на протяжении длительного времени сохраняет наличие кислорода, который и обеспечивает стабильное формирование вторичных защитных структур. Толщина такой плёнки в различных поверхностях трения достигает 0,32-1,34 мкм. Такая защитная плёнка сохраняется до тех пор, пока в очаге трения имеется кислород. При его отсутствии графит в смазке превращается в абразив и проявляется эффект схватывания.

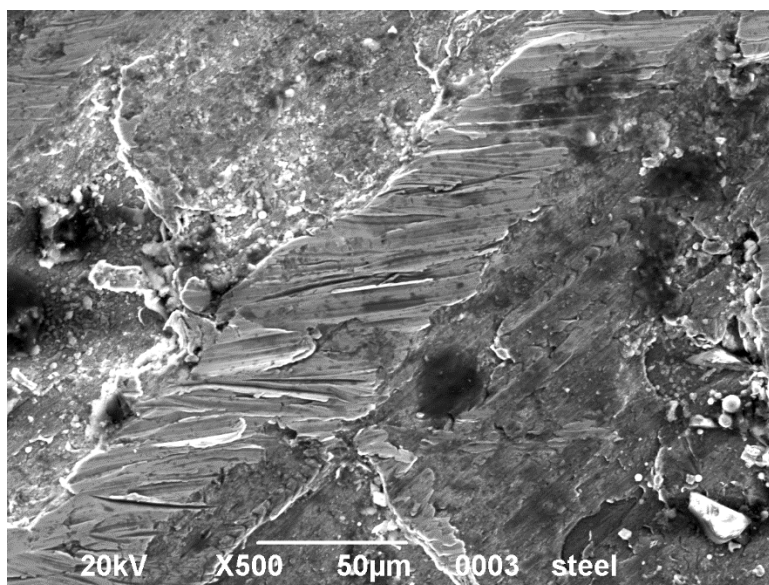


Рис. 1 – Поверхность царапины после полного удаления смазки и детонационной шихты, которые располагаются рядом

Выполненными комплексными исследованиями с использованием микроскопии и локального спектрального анализа предложен метод выявления и определения толщины окисных плёнок [3, 4].

В процессе разрушения нано-и микроалмазов ранее сформированные царапины частично заживают, но появляются новые при вновь поступлении шихты в очаг трения, однако уже формируются царапины меньшей ширины из-за разрушения микроалмазов при трении. На рис. 1 приведена электрономикроскопическая картина трения при условии появления вторичных царапин малой ширины, которые не способны удерживать мелкие зёрна шихты, и они располагаются рядом с первичной царапиной.

**Выводы.** В результате проведенных исследований показана эффективность добавки в графитовую пластичную смазку детонационной шихты, которая обеспечивает повышение износостойкости сопряжений за счёт формирования вторичных защитных структур и более длительного периода эксплуатации в условиях стабильного поступления кислорода. Это также существенно снижает локальное схватывание трущихся поверхностей.



### Литература:

1. Марков А.В. Утилизация боеприпасов для вторичного использования при производстве и восстановлении деталей / А.В. Марков // Информационно-аналитический международный технический журнал «Промышленность в фокусе». – Харьков, 2013. – №8. – С. 52-55.
2. Рыбалко И.Н. Модифицирование вторичным сырьём пластичной смазки для резьбовых соединений / И.Н. Рыбалко // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Материалы VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием 27-28 октября 2017 г. – Рубцовск: Рубцовский индустриальный институт, 2017. – С. 202-208.
3. Патент №107500 Україна, МПК G01B 21/8 (2006.01) Спосіб визначення товщини захисних оксидних плівок, що формуються при терті / Т.С. Скобло, О.Ю. Марченко, О.І. Сідашенко, І.М. Рибалко, Є.А. Сатановський, О.К. Олейник, О.В. Марков; заявник та патентоутримувач Т.С. Скобло. - и 2015 12140. заявл. 07.12.15.; опубл. 10.06.16., Бюл. № 11.
4. Патент №108224 Україна, МПК (2016.01) C10M 101/00 Енергозберігаючий спосіб підвищення зносостійкості виробів модифікуванням мастила вторинною сировиною / Т.С. Скобло, О.Ю. Марченко, О.І. Сідашенко, І.М. Рибалко, О.О. Гончаренко, Є.А. Сатановський, О.К. Олейник, О.В. Марков; заявник та патентоутримувач Т.С. Скобло. - и 2015 12910. заявл. 28.12.15.; опубл. 11.07.16., Бюл. № 13.
5. Определение толщины защитных оксидных пленок, формируемых при трении / И.Н. Рыбалко, А.С. Полянский, А.Ю. Марченко, В.В. Коломиец // Міжнародний науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – Харків, 2017. - №9. – С. 28-33.

### Summary

**Scoblo T., Sidashenko A., Rybalko I., Satanovskii E., Oliinyk A.** Influence of additives of high-different diamonds on tribotechnical characteristics of plastic graphite lubrication.

*The efficiency of adding detonation charge to graphite plastic lubrication is investigated, which provides an increase in wear resistance of couplings due to the formation of secondary protective structures and a longer period of operation under conditions of stable oxygen supply. This also significantly reduces the local setting of rubbing surfaces.*

**Keywords:** highly disperse diamonds, detonation charge, plastic lubrication, friction, wear resistance, secondary protective structures.

### References

1. Markov A.V. Utilizatsiya boepripasov dlya vtorichnogo ispolzovaniya pri proizvodstve i vosstanovlenii detaley / A.V. Markov // Informatsionno-analiticheskiy mezhdunarodnyiy tehnicheskiy zhurnal «Promyishlennost v fokuse». – Harkov, 2013. – №8. – S. 52-55.
2. Rybalko I.N. Modifitsirovanie vtorichnyim syrYom plastichnoy smazki dlya rezbovyih soedineniy / I.N. Rybalko // Sovremennaya tehnika i tehnologii: problemyi, sostoyanie i perspektivy: Materialyi VII Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnyim uchastiem 27-28 oktyabrya 2017 g. – Rubtsovsk: Rubtsovskiy industrialnyi institut, 2017. – S. 202-208.
3. Patent №107500 Ukraina, MPK G01B 21/8 (2006.01) Sposib viznachennya tovschini zahisnih oksidnih plivok, scho formuyutsya pri terti / T.S. Skoblo, O.Yu. Marchenko,

- O.I. Sidashenko, I.M. Rybalko, E.A. Satanovskiy, O.K. Oleynik, O.V. Markov; заявник та патентотримувач T.S. Skoblo. - u 2015 12140. zayavl. 07.12.15.; opubl. 10.06.16., Byul. № 11.
4. Patent №108224 Ukraina, MPK (2016.01) C10M 101/00 EnergozberIgayuchiy sposlb pIdvischennya znosostIykostI virobIv modifIkuvannyam mastila vtorinnoyu sirovinoyu / T.S. Skoblo, O.Yu. Marchenko, O.I. Sidashenko, I.M. Rybalko, O.O. Goncharenko, E.A. Satanovskiy, O.K. Oleynik, O.V. Markov; заявник та патентотримувач T.S. Skoblo. - u 2015 12910. zayavl. 28.12.15.; opubl. 11.07.16., Byul. №13.
  5. Opredelenie tolschinyi zaschitnyih oksidnyih plenok, formiruemyih pri trenii / I.N. Rybalko, A.S. Polyanskiy, A.Yu. Marchenko, V.V. Kolomiets // Mizhnarodniy naukoviy zhurnal «Tehnichniy servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv». – Harkiv, 2017. – №9. – S. 28-33.

Zhukov A.N.

Sumy National Agrarian University,  
Sumy, Ukraine  
E-mail: technology@i.ua

STRENGTHENING OF FACE IMPULSE SEALS  
RINGS BY ELECTROEROSIVE ALLOYING  
METHOD

УДК 621.9.048

*The results of the metallographic and durametric studies of the samples made of steel 40X (40H), 12X18H10T (12H18N10T) and 38X2MЮА (38H2MUA) steel grades; nickel alloy ХН58МБЮД (HN58MBUD) and beryllium bronze БрБ2 (BrB2) with combined electroerosive coatings are presented. It has been found that the most preferable coatings for the steel substrates are the strengthening coatings having the composition of BK8 + Cu + BK8 (WC8+Cu+WC8), and those for the nickel alloy of ХН58МБЮД (HN58MBUD) are the ones having the compositions of BK8 + BK8 + Cu (WC8+ WC8+Cu) and BK8 + BK8 + Ni (WC8+WC8+Ni) that are formed on the surfaces previously cemented by the electroerosive alloying method (CEEA). To strengthen beryllium bronze, there is recommended the method of electroerosive alloying (EEA) by a chromium electrode with preliminary and final CEEA.*

**Key words:** steel, nickel alloy, beryllium bronze, coating, electroerosive alloying, cementation.

**Introduction.** The creation of reliable sealing units that ensure long-term tightness under condition of a wide range of temperature and pressure changes is one of the main problems arising at designing pump and compressor machines and packages.

Face impulse seals allowed increasing the level of reliability and tightness of modern rotary machines. They are widely applied in high-speed pumps and high-pressure compressors. The face impulse seals working surfaces are in contact with each other for a very short period of time, only at the moment of a machine starting and/or shutting down.

Face impulse seal rings are designed to form a friction pair operating as a main sealing element; therefore, they should be made of special materials selected from a group of proper ones depending on operating conditions. Correctly selected materials for the face impulse seal rings provide for the reliable, safe and trouble-free operation of the sealing unit and, therefore, the whole package.

Continuous development and improvement of technology is accompanied not only by increasing operation condition parameters of machines and mechanisms, but also by an appearance of new, cheaper but no less reliable composite materials that combine protective properties of the coatings with the mechanical strength of the base.

The investigations aimed at searching less-scarce, cheaper but no less reliable materials to be used for manufacturing face impulse seals are relevant and well-timed.

**Analysis of Main Achievements and Publications.** The seals operability is affected by design, technological and operational factors. The most important ones are properties of working and environmental media, operating conditions, properties of materials for joint to be sealed and also for sealants, permissible leakage limits, resource, service life, toxicity and chemical aggressiveness of the media [1].

The face seals with impulse balancing of the axially moving element have comparatively recent history - 1974 [2].

Traditional schematic construction of the face impulse seals is shown in Figure 1. Closed chambers 2 are located at the working surface of the axially moving ring 1; several feeding channels 4 are provided at the surface of journal disk 3. The feeding channels successively connect closed chambers 2 with cavity A to be sealed in the course of the thrust ring rotation.

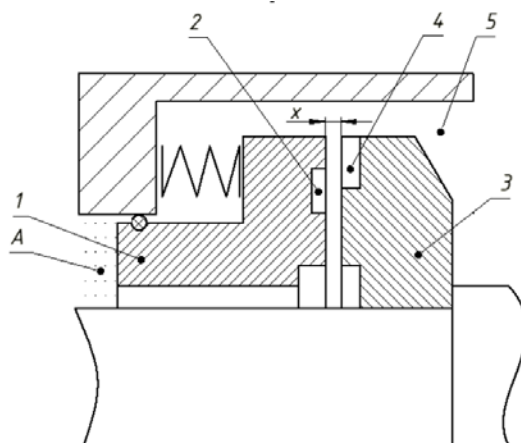


Fig.1 – Traditional schematic construction of face impulse seal

The functional principle of the impulse seal is based on the fact that feeding channels 4 regularly connect the chambers with high-pressure cavity 5 in the course of the rotor rotation. As a result, pressure surges (impulses) occur there in the chambers, causing a change of the axial force balance.

The forces act on the axially moving ring, and, as a result of the fact, there is occurred separation of the face pair sealing surfaces by an operating medium thin layer, which thickness depends on the dimensions of the chambers and feeding channels.

Liquid lubricated face impulse seals have been studied in a wide range of parameters of operating condition, namely, compressible pressure drop up to 16.0MPa and sliding speed up to 100 m/s. Due to their high performance, such seals successfully operate in high-speed feed pumps at nuclear and thermal power plants. On average, their operating time between scheduled repairs of pumps is at least 8,000 hours, while the degree of wear at the path of 106 km remains within 1 - 2  $\mu\text{m}$ , which is characterized as zero wear for friction units. Under typical operating conditions (pressure of 2.0 to 4.0 MPa, circumferential speed of 40 to 60 m/s) the leakage level is only of 1 to 2 l/h [3].

In [4], there is analyzed operation of gate pulse seals. It is noted that the use of such seals can save energy and resources, as well as improve the ecological safety of pump and compressor equipment.

In some corrosive media, wherein the use of seals made of non-metallic materials is limited or impossible for detachable joints, there are used metal seals [5-7].

Until recently, it had been believed that the face impulse seals were operable only in liquid media. However, theoretical and experimental studies have shown that those seals work both in liquids and gases.

The unique studies of impulse seals were performed at ultrahigh operating condition parameters, namely,  $p_v > 400 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$  in a cryogenic liquid (nitrogen liquid,  $t = -195^\circ\text{C}$ ). Those ones showed that such seals were not very sensitive to thermal physical properties and temperature of working medium. This suggests the universality of the face impulse seals and the great practical value thereof [8].

Considering the fact that under operating condition of high and ultra-high pressures, extreme temperatures (from high to cryogenic ones), corrosive environments, etc., where the use of the seals made of non-metallic materials in detachable joints is limited or impossible, it is advisable to use metal seals, for which there are no restrictions, except the strength of the sealing material itself and also the thermal resistance of the coating material [9].

In our opinion, taking into account the short contact time required for the faces of the rings of the face impulse seals, it is not necessary to make them entirely from scarce and expensive materials, it is enough to ensure the proper wear resistance of the working surfaces by

applying a wear-resistant coating thereon. Moreover, it is possible to provide the proper operability for the seals having high corrosive and chemical activities by changing the chemical compositions of their coatings.

In recent years, to improve the quality of the surface layers of machine parts, the method of electroerosive alloying (EEA), namely, the process of transferring a material to a surface of a product using a spark electric discharge, has become increasingly important. Its specific features that attract technologists are the followings: locality of action, low energy consumption, lack of volumetric heating of the material, strong bonding of the applied material to the base [10].

Thus, the purpose of the work is to improve the quality of the working surfaces of the face impulse seals made of qualitatively different materials by applying wear-resistant coatings being formed thereon using the EEA method.

**Research Technique.** The EEA process was executed at EIL-8A and EIL-9 installations in an automated mode with the discharge energy range ( $W_p$ ) of 0.04 J to 6.8 J. Strengthening was carried out with the use of screw-cutting lathe of model 16K20 (Figure 2). The electrode was run by the lathe mechanisms. The choice of automatic strengthening modes (spindle speed, feed rate) was made based on the specified process performance.

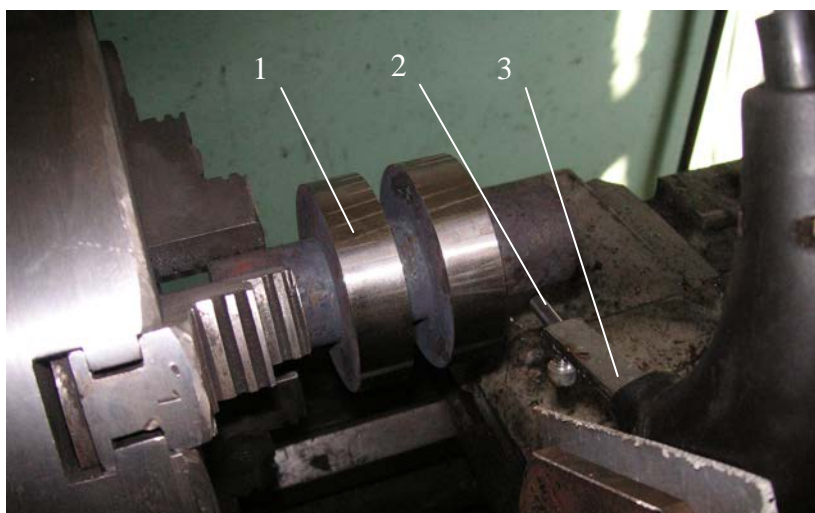


Fig.2 – Scheme of strengthening surface by the EEA method in automated mode:  
1 - sample; 2 - electrode; 3 - vibrator

To conduct research, there were used special round samples made of 40H, 12H18N10T and 38H2MUA steel grades and HN58MBUD nickel alloy each designed in the form of a coil consisting of two disks being 50 mm in diameter and 10 mm in width, which are connected to each other by a spacer being 15 mm in diameter and having two technological sections of the same diameters, and also a sample in the form of a cylinder being 50 mm in diameter and 100 mm in length (Figure 3: a; b)

The surfaces of the disks and the cylinder were ground up to  $Ra = 0.5 \mu\text{m}$ . The samples were fixed in the chuck of the lathe, and further they were carburized using the EEA method (CEEA), coated and processed with the help of the method of non-abrasive ultrasonic finishing.

The CEEA method was carried out at such values of discharge energies as 0.6; 2.6, and 4.6 J. The installation mode of 6.8 J was not applied because of the significant values of the surface roughness. As an electrode, there was used the graphite electrode of MPG-6 grade.

The method of non-abrasive ultrasonic finishing was carried out on the basis of the screw-cutting lathe of 16K20 model (Figure 4) with the use of PMS-39 magnetostrictive converter and UZU-030 ultrasonic generator.

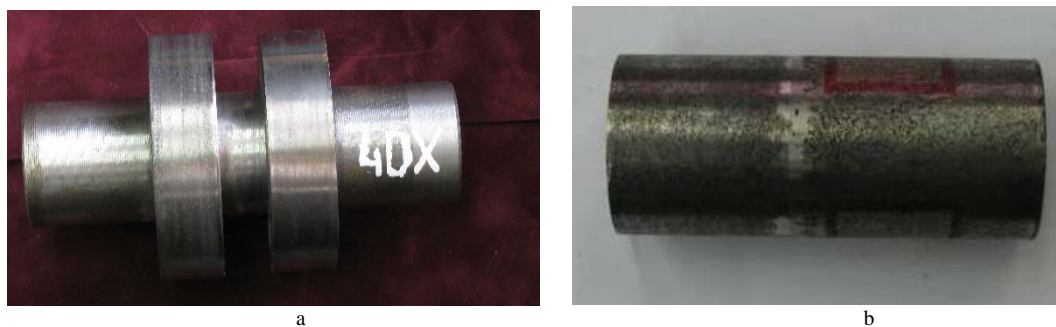


Fig.3 – Round samples: a - in the form of a coil, b - in the form of a cylinder



Fig.4 – Using the method of non-abrasive ultrasonic finishing after CEEA and EEA y

To improve the quality of the surfaces of the elements for the face impulse seals for chemical and petroleum mechanical engineering, as well as the food industry, stainless steel, highly alloyed with chromium and nickel, was used as a cathode. This is 12H18N10T steel of austenitic class having 140 to 170NV hardness after final heat treatment. To develop a technology for strengthening component parts working at low temperatures and high pressures (pumps in refrigeration units, face impulse seals for turbine pumps of liquid rocket engines), there were performed the studies of the alloys on nickel and copper bases, respectively, HN58MBUD and BrB2 beryllium bronze having hardness of 400 and 370 NV, respectively. 38H2MUA heat-resistant and relaxation-resistant steel was used for manufacturing the component parts operating under high temperature conditions. 40H constructional alloyed steel is one, which is widely used in mechanical engineering for manufacturing improved component parts of increased strength. Copper, nickel, chromium and WC8 hard alloy were used as electrodes.

To perform metallographic and durametric studies, individual segments were cut from circular samples, and the samples in the form of parallelepipeds were obtained from the flat ones. After that thin sections were made thereof (Figure 5). Before manufacturing of the thin section, to eliminate edge effect while alloying, the sample face was milled to obtain a depth of at least 2 mm. To prevent crushing the coating layer and also lowering of the edge, the sample was fixed with a counterbody in a clamp.

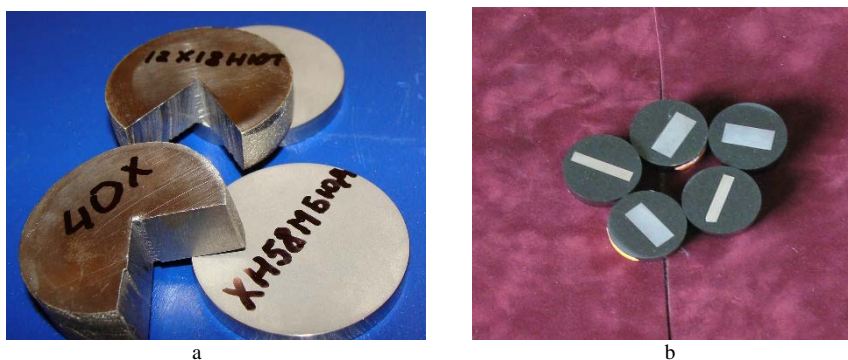


Fig.5 – Producing thin sections for metallographic and durametric studies:  
 a - disks with cut segments, b - obtained thin sections



Then the thin sections were subjected to chemical etching in order to reveal the structure in a reagent. The obtained thin sections were examined with the help of Neofot-2 optical microscope, where the quality of the layer, its continuity, thickness and structure of the sublayer zones, namely, the diffusion zone and the zone of thermal influence, were evaluated. Simultaneously, a durametric analysis was carried out to determinate the microhardness distribution in the surface layer and in the zone all over the depth of the thin section from its surface. The process of the microhardness measurement was carried out on PMT-3 microhardness meter by pressing a diamond pyramid under the load of 0.05 N, according to GOST 9450-76.

At all the stages of processing the thin sections, there was measured the surface roughness using the profilograph-profilometer, model 201 of the Caliber plant production. At the same time, the obtained results in the form of graphs were transmitted through a special device to a computer monitor.

**The discussion of the Results.** A promising way to increase the wear resistance of the rings for the face impulse seals is an EEA formation of the quasi-multilayer combined electroerosive coatings on the face operating surfaces, which coatings should combine lubricating and anti-wear properties. Such coatings are represented by the quasi-multilayer combined electroerosive coatings comprising hard and wear-resistant materials and also soft anti-friction ones.

As a result of our previous studies, it had been found out that the most preferable coatings were the quasi-multilayer combined electroerosive coatings of WC8+Cu+WC8 composition, wherein the first and the last layers of WC8 hard alloy were deposited at  $W_u = 0.2$  J, and the layer of copper was deposited at  $W_u = 0.08$  J, when the microhardness was at the level of 8740 MPa, and the continuity was 100% (prototype) [7]. However, the thickness of the formed coating (30-40  $\mu\text{m}$ ) is not sufficient for most of the rings designed for the face seals.

To improve the qualitative characteristics of the surface layers being formed, there were investigated the quasi-multilayer combined electroerosive coatings formed according to the scheme of WC8+Cu+WC8. The coatings were applied onto the 40H steel samples that were subjected to the CEEA process at the discharge energy of  $W_u = 0.6$  J.

The roughness of the EEA formed layer significantly depends on the value of the initial roughness of the surface, and, the higher the initial roughness, the higher the final one. Taking into account the fact that after the CEEA process the surface roughness of the samples increases and reaches up to  $R_a = 0.8-0.9$   $\mu\text{m}$ , and also that, with the CEEA process, in the heat affected zone, there can be occurred the process of tempering, the first hard alloy layer of WC8 was applied at the discharge energy of  $W_u = 0.1$  J, which is smaller than in the prototype, where  $W_u = 0.2$  J. The second layer (copper) and the third one (hard alloy WC8) were applied at different operating conditions (see Table 1).

The data of Table. 1 indicate that the most preferable quasi-multilayer combined electroerosive coatings are those ones, wherein the first and last layers of the hard alloy BK8 were applied at the discharge energy of  $W_u = 0.1$  and copper - at  $W_u = 0.04$  J.

Thus, to increase the wear resistance, the reliability and durability of the steel rings of the face impulse seals, there is proposed a new method, which, like a prototype, comprises the stage of applying the quasi-multilayer combined electroerosive coatings of the composition formed in WC8+Cu+WC8 sequence, wherein the above said layers are applied at lower energy values (the first and last layers of the hard alloy WC8 are applied at  $W_p = 0.1$ , and the copper layer is deposited at  $W_p = 0.04$  J), and before applying the quasi-multilayer combined electroerosive coatings, the working surfaces of the rings are subjected to the CEEA process at the discharge energy values in the range of 0.05 to 4,6 J. As a result, the thickness of the layer of the increased hardness is increased by the depth of the cemented layer.

Table 1

Results of metallographic studies of quasi-multilayer combined electroerosive coatings

Electrode material	Wu, J	Thickness, $\mu\text{m}$		Microhardness, MPa		Ra, $\mu\text{m}$
		layer	transition zone	layer	transition zone	
WC8	0.1					0.5
Cu	0.04					
WC8	0.1					
WC8	0.1	up to 15	60-65	6420...7570	7500...9580	0.5
Cu	0.08					
WC8	0.1					
WC8	0.1	up to 15	up to 60	5520...6970	6480...9300	0.8
Cu	0.08					
WC8	0.2					
WC8*	0.2	12...20	up to 60	6330...8740	6030...9500	0.7
Cu*	0.08					
WC8*	0.2					

\* - For comparison, the quasi-multilayer combined electroerosive coatings were applied under the prototype operating conditions.

While changing the energy of the discharge during the CEEA operation in the range of 0.05 to 4.6 J, the new method makes it possible to form the layers of the working surfaces of the face impulse seal steel rings, being of increased hardness from 4-5 to 320-350  $\mu\text{m}$  in thickness

Taking into account the fact that to form qualitative coatings in the course of the EEA process, the initial surface roughness should not exceed the value specified as  $R_z \leq 6.3 \mu\text{m}$  ( $R_a \approx 1.2 \mu\text{m}$ ), the CEEA process as a preliminary operation, according to the proposed method, can be produced without additional processing but only at the energy of the discharge in the range of 0.05 to 1.4 J.

After the CEEA process, starting with 1.41 to 2.83 J, it is necessary to carry out an additional treatment using the method of non-abrasive ultrasonic finishing, and starting with 2.83 to 4.6 J, it is necessary to treat using the method of non-abrasive ultrasonic finishing followed by grinding. At the discharge energy of more than 4.6 J, the CEEA process is not desirable to be carried out because of the deterioration of the surface quality, namely, high roughness, insufficient processing continuity, etc., and also because of rapid destruction of electrodes. For comparison, Table. 2 show the distribution of microhardness over the depth of the layer and the roughness of the surface layer for the following series of samples: 1- EEA WC8+Cu+WC8; 2 - CEEA; 3 - CEEA + EEA WC8+Cu+WC8.

Figure 6 shows the microstructures and microhardness distribution over the depth of the layer of 40H steel samples strengthened, respectively, a-EEA WC8+Cu+WC8; b - CEEA; c-CEEA + EEA WC8+Cu+WC8.

The similar integrated coatings (CEEA + EEA WC8+Cu+WC8), formed under the same conditions as for 40H steel, were obtained for 12H18N10T and 38H2MUA steel grades (Figure 7).



Table 2

**Distribution of microhardness of the surface layer of the samples made of 40H, 12H18N10T, 38H2MUA steel grades and HN58MBUD nickel alloy strengthened in various ways**

Type of strengthening	Distribution of microhardness over the depth of the layer, MPa at a pitch of 15 μm							Ra, μm
40H Steel								
EEA WC8+Cu+WC8	8740	6030	3700	3200				0.5
CEEA	9870	7010	5010	3580	3150			0.8-0.9
CEEA+EEA WC8+Cu+WC8	9600	9800	8250	5490	5010	3580	3200	0.5
12H18N10T Steel								
CEEA+EEA WC8+Cu+WC8	8950	7300	4300	3050	1890	1750		0.5
38H2MUA								
CEEA+EEA WC8+Cu+WC8	9700	8890	7210	4300	3700	3250		0.5
HN58MBUD								
CEEA+EEA WC8+WC8+Cu	9270	8740	6300	4670	4300	4010		0.8
CEEA+EEA WC8+WC8+Ni	9850	8630	6240	4390	4400	3970		1.0

It should be noted that the quasi-multilayer combined electroerosive coatings on the samples of HN58MBUD nickel alloy formed in the sequence of WC8 → Cu → WC8 do not provide the desired microhardness in the surface layer.

To provide the required tribological and mechanical properties in the surface layers of the face impulse seal rings made of HN58MBUD nickel alloy, there is proposed a new process, which comprises the CEEA pretreatment of the surface and subsequent applying the quasi-multilayer combined electroerosive coating thereon, which coating being formed in the sequence of WC8 → WC8 → Cu or WC8 → WC8 → Ni.

It should be noted that, when applying the layer of WC8 hard alloy, due to the electrode adhesion, the surface continuity is low and lies in the range of 70-80%. To eliminate such an adhesion of the electrode and increase the continuity of the coating, the surface being strengthened was preliminarily treated with a graphite electrode at  $W_u = 0.1$  J that was resulted in reaching the surface roughness of  $R_a = 0.6-0.8$  μm.

To obtain the denser and less rough coatings, the process of alloying the surface with BK8 hard alloy was carried out in two stages. At the first stage, at  $W_u = 0.2$  J, there was applied the more "hard" mode, which made it possible to introduce a large amount of reinforcing materials into the surface being treated. However, in this case, the roughness of the strengthened surface was unacceptably high, namely,  $R_a = 4.8$  μm.

At the second stage, there was used the more "soft" mode at  $W_u = 0.04$  J, wherein the most prominent vertices of the roughness of the coating, which was applied at the first stage, were smoothed and its continuity was increased. The roughness of the "ironed" surface was  $R_a = 1.6$  μm.

The third layer, that is one made of copper or nickel, was also applied at  $W_u = 0.04$  J. In this case, the roughness was further reduced to  $R_a = 0.8 \dots 1.0$  μm, the microhardness was at the level of 9270 and 9850 MPa, respectively, and the continuity of the layer reached made up 100% (Figure 7 (c, d)).

In order to improve the quality of the face impulse seal rings made of beryllium bronze, there were carried out the metallographic studies of EEA of BrB2 copper alloy samples having the surface roughness of  $R_a = 0.5$  mm and hardness after the final heat treatment of 370NV. EEA was carried out at the discharge energy of  $W_u = 0.42$  J and the hard alloy of WC8, the alloy of 1M and chromium were used as the electrodes. As it is known from the previous studies, such coatings are of rather low quality [7]. And only at the EEA process by chromium,

there is formed an uneven surface layer having the thickness of 10 ... 40  $\mu\text{m}$ , the microhardness of up to 11020 MPa and the roughness of  $R_a = 1.2 \mu\text{m}$ . Below there is a transition zone ( $\sim 25 \mu\text{m}$ ) with the microhardness of 2100 ... 2500 MPa. The layer thickness is up to 90%.

In order to improve the quality of the face impulse seal rings made of beryllium bronze, there were carried out the metallographic studies of EEA of BrB2 copper alloy samples having the surface roughness of  $R_a = 0.5 \text{ mm}$  and hardness after the final heat treatment of 370HV. EEA was carried out at the discharge energy of  $W_u = 0.42 \text{ J}$  and the hard alloy of WC8, the alloy of 1M and chromium were used as the electrodes. As it is known from the previous studies, such coatings are of rather low quality [7]. And only at the EEA process by chromium, there is formed an uneven surface layer having the thickness of 10 ... 40  $\mu\text{m}$ , the microhardness of up to 11020 MPa and the roughness of  $R_a = 1.2 \mu\text{m}$ . Below there is a transition zone ( $\sim 25 \mu\text{m}$ ) with the microhardness of 2100 ... 2500 MPa. The layer thickness is up to 90%.

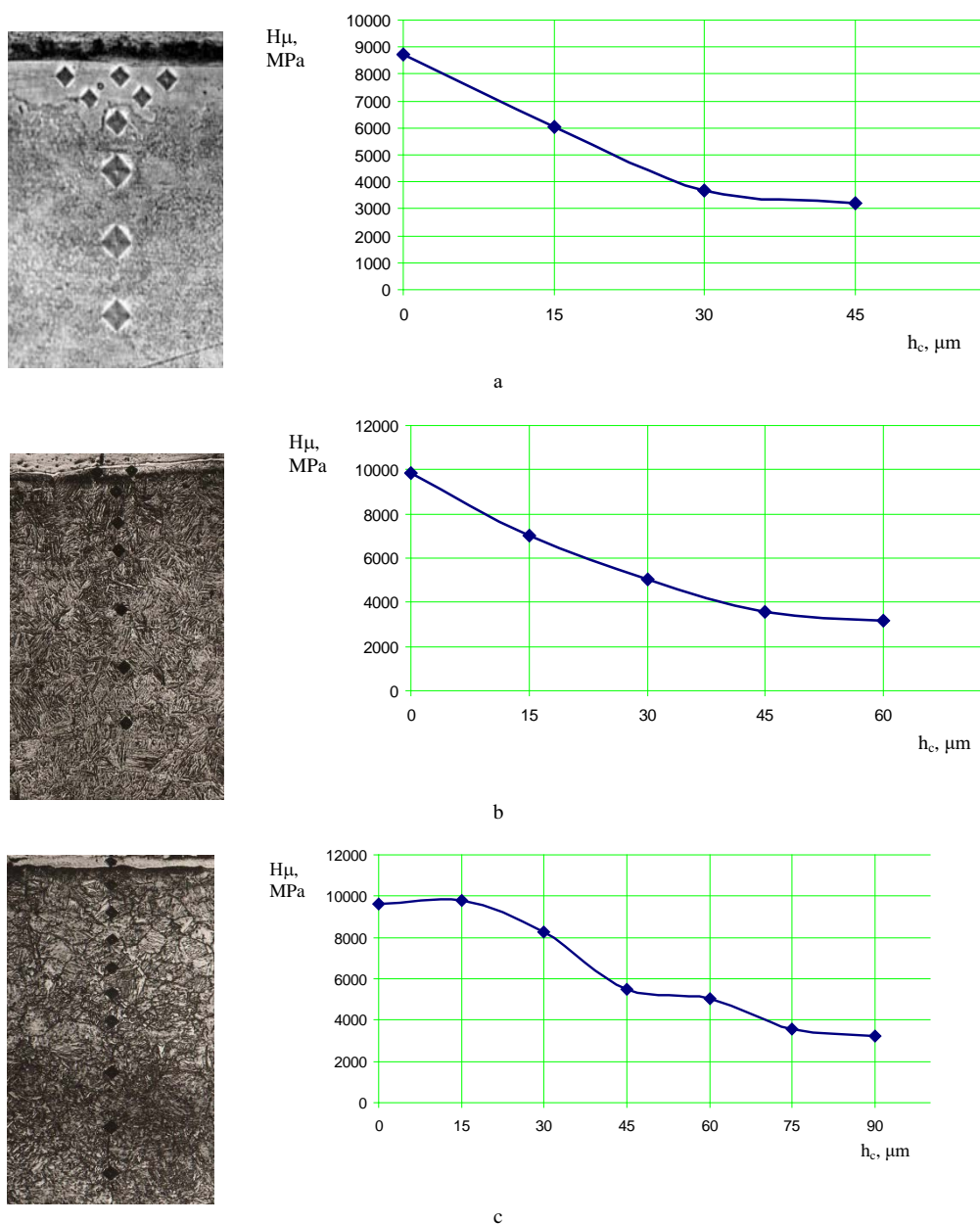


Fig.6 – Structure and distribution of microhardness over the depth of the layer of 40H steel samples after:  
 a - EEA WC8 + Cu + WC8; b - CEEL; c - CEEL + EEL WC8 + Cu + WC8

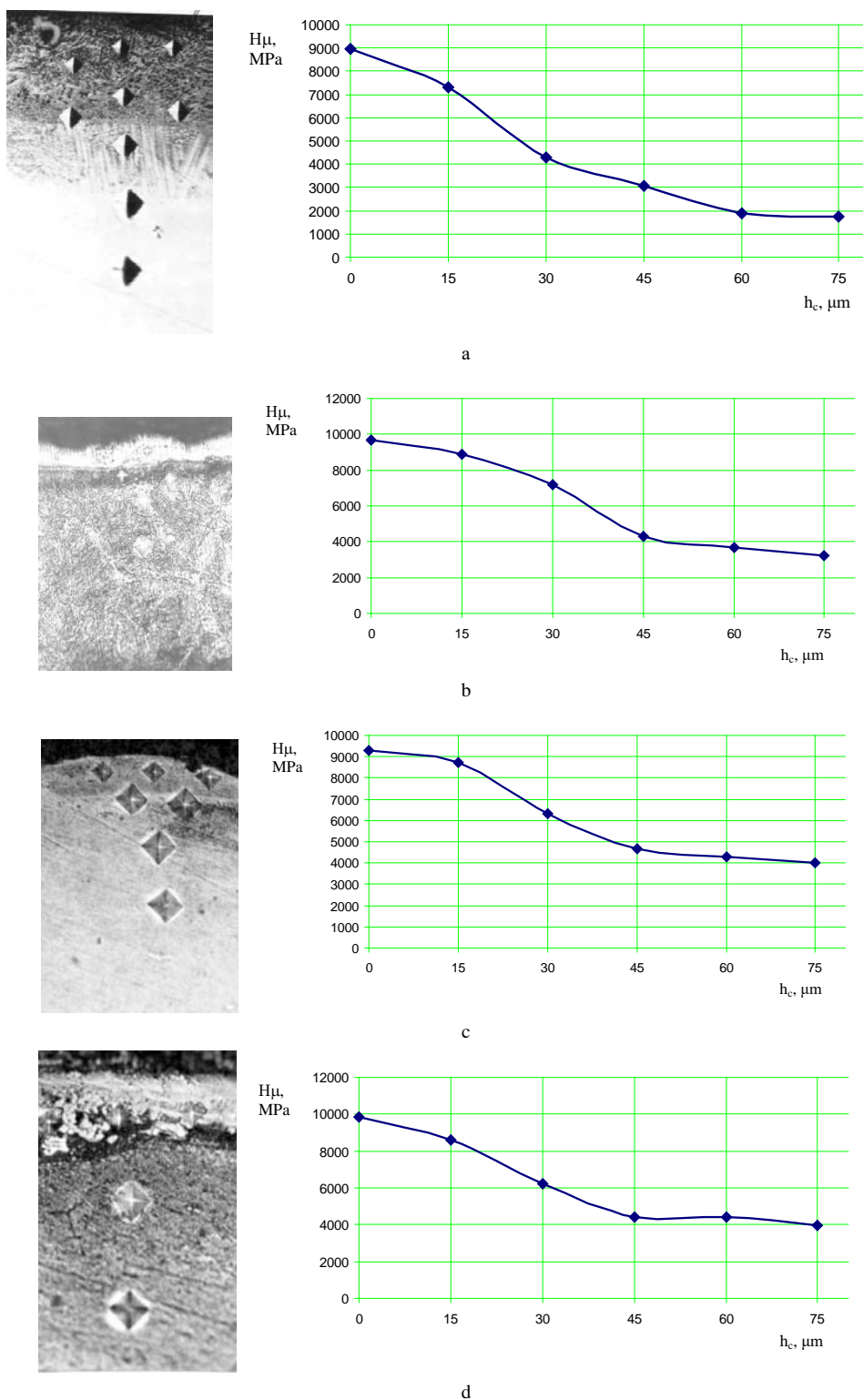


Fig.7 – Structure and distribution of microhardness over the depth of the layer of 12H18N10T (a), 38H2MUA (b) steel grades and HN58MBUD (c; d) alloy samples after: CEEA and EEA WC8 + Cu + WC8 (a, b); EEA WC8+WC8 + Cu (c) and EEA WC8+WC8+Ni (d)

Taking into consideration the significant increase in the microhardness of the surface of beryllium bronze at EEA processing the same by chromium, there were carried out the studies aimed at increasing the other quality parameters of the surface layer being formed (continuity, uniformity, roughness and microhardness "failure" in the transition zone). To this end, there has been proposed a new method, characterized in that the process of CEEA is carried out by chromium before and after EEA at  $W_u = 0.1$  J

As a result, there increases the uniformity of the coating (the thickness of the layer is ~ 25  $\mu\text{m}$ ), the surface continuity increases up to 100% and the microhardness achieves 11020 MPa; the maximum microhardness on the surface decreases as deepened, and at the depth of 40  $\mu\text{m}$ , it corresponds to the microhardness of the base.

### **Conclusions:**

1. It has been experimentally set that the most preferred coating for the face impulse seal rings made of 40H, 12H18N10T and 38H2MUA steel grades is the coating of the composition of WC8 + Cu + WC8, formed on the preliminary CEEA processed substrates, when the microhardness of the surface layer is at a sufficiently high level, respectively, 9600, 8950 and 9700 MPa, the roughness is low ( $R_a = 0.5 \mu\text{m}$ ), as deepened, the microhardness of the maximum value on the surface smoothly decreases to the hardness of the base metal.

2. To strengthen HN58MBUD nickel alloy, as for practical applications, there are recommended quasi-multilayer combined electroerosive coatings of the composition of WC8 + WC8 + Cu and WC8 + WC8 + Ni, which are formed on the preliminarily CEEA processed surfaces and having a low roughness ( $R_a = 0.8\text{-}1.0 \text{ mm}$ ), high microhardness (9270 and 9850 MPa, respectively) and 100% continuity.

3. To strengthen the rings of the face impulse seals made of beryllium bronze, it is possible to recommend the EEA process by a chromium electrode with preliminary and final CEEA processing. As a result, there increases the uniformity of the coating (the thickness of the layer is ~ 25  $\mu\text{m}$ ), the surface continuity (up to 100%), and the maximum microhardness of the surface (up to 11020 MPa), as deepened, decreases, and at the depth of 40  $\mu\text{m}$ , it corresponds to the microhardness of the base.

### **References**

1. Martsynkovskyy, V.: Dynamics of Rotors of Centrifugal Machines: Monograph. SumySU, Sumy (2012).
2. Face Seals with Controlled Leakage: Pat 446635 F 16 J 15/34 USSR, Lisitsyn, K., Martsynkovskyy, V., Perederiy, N. (1974).
3. Moskalenko, V., Lisitsyn, K., Martsynkovskyy, V.: Characteristics and Experience of Operation of Face Impulse Seals. In: Proc. 6th Techn. Confer. Seals and Vibration Reliability of Centrifugal Machines. p.41. SumSU, Sumy (1991).
4. Martsynkovskyy, V., Zahorulko, A., Gudkov, S., Mischenko, S.: Analysis of buffer impulse seal. Procedia Engineering 39, 43-50 (2012). <https://doi.org/10.1016/j.pro-eng.2012.07.006>.
5. Tarel'nik, V.B., Martsinkovskii, V.S. & Zhukov, A.N. Chem Petrol Eng (2017) 53: 266. <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0333-7>.
6. Tarel'nik, V.B., Martsinkovskii, V.S. & Zhukov, A.N. Chem Petrol Eng (2017) 53: 114. <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0305-y>.
7. Tarel'nik, V.B., Martsinkovskii, V.S. & Zhukov, A.N. Chem Petrol Eng (2017) 53:385. <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0351-5>.
8. Gromyko, B., Kolpakov, A., Chernov, A.: Experience in Developing Face Impulse Seals for High-Speed Turbo Pumps. In: Proc. 9th Intern. Conf. HERVICON, vol. 1, pp. 151-159. SumSU, Sumy (1999).
9. Gromyko, B., et. al. Experience in the Development and Operation of Metal Sealing Elements for a Wide Range of Temperatures and Pressures. In: Proc. 9th Intern. Conf. HERVICON, vol. 1, pp. 38-51. SumSU, Sumy (1999).
10. Zharkov, P.E. & Tarel'nik, V.B. Chemical and Petroleum Engineering (2003) 39: 27. <https://doi.org/10.1023/A:1023734322794>.

**Аннотация**

**Жуков А.Н.** Упрочнение колец импульсных терцевых уплотнений методом электроэрозионного легирования

*Представлены результаты металлографических и дюрометрических исследований образцов, изготовленных из сталей 40Х, 12Х18Н10Т и 38Х2МЮА, никелевого сплава ХН58МБЮД и бериллиевой бронзы БрБ2 с комбинированными электроэрозионными покрытиями (КЭП). Установлено, что для стальных подложек наиболее предпочтительным является покрытие состава ВК8 + Си + ВК8, а никелевого сплава ХН58МБЮД, составов ВК8 + ВК8 + Си и ВК8 + ВК8 + Ni, сформированные на предварительно цементируемых методом электроэрозионного легирования (ЦЭЭЛ) поверхностях. Для упрочнения бериллиевой бронзы рекомендуется электроэрозионное легирование (ЭЭЛ) хромовым электродом с предварительной и окончательной ЦЭЭЛ.*

**Ключевые слова:** сталь, никелевый сплав, бериллиевая бронза, покрытие, электроэрозионное легирование, цементация.

Бантковський В.А.,  
Іванов В.І.,  
Мартиненко О.Д.,  
Гожа Д.М.

Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені П.Василенка,  
г. Харків, Україна,  
E-mail: kafedraTSRP@i.ua

## ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РЕМОНТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 631.2

*В работе представлены, разработанные авторами, предложения относительно методических подходов к оценке качества ремонта технологического оборудования в современных условиях производства. Представлены результаты сравнительного анализа существующих методов оценки качества ремонта.*

**Ключевые слова:** технологическое оборудование, система планово-предупредительного ремонта, структура ремонтного цикла, качество ремонта, интегральный показатель качества, текущие эксплуатационные затраты, полезный эффект от эксплуатации оборудования.

**Актуальность проблемы.** Физический износ вызывает ухудшение эксплуатационных свойств технологического оборудования (снижает его производительность, мощность, технологическую точность и т.п.), влечет за собой отказы в его работе, что, в свою очередь, приводит к увеличению потерь от брака и снижению объема выпускаемой продукции (оказываемых услуг).

Работоспособность оборудования предприятий находится в прямой зависимости от качества выполняемых ремонтов технологического оборудования. Качество ремонта воплощается в качестве отремонтированного оборудования. Исходя из этого, под качеством ремонта следует понимать уровень достижения в процессе ремонта технико-экономических свойств отремонтированного оборудования относительно аналогичного нового. Качество отремонтированного оборудования – это совокупность всех его свойств, обеспечивающих возможность выполнения заданных функций в течение установленного промежутка времени после проведения ремонта [1].

Чтобы обеспечить нормальное функционирование технологического оборудования, необходимо постоянно поддерживать его в работоспособном состоянии путем своевременного проведения ремонтов и технического обслуживания. Для обеспечения нормативных показателей качества и безотказности в работе технологического оборудования применяется комплекс взаимоувязанных положений и норм, которые определяют организацию и порядок проведения работ по ТО и ремонту технологического оборудования. Этот комплекс составляет основу системы планово-предупредительного ремонта технологического оборудования (систему ППР).

Система ППР технологического оборудования предусматривает проведение следующих видов работ: ежедневные технические обслуживания (ЕТО), плановые осмотры, плановые малый (текущий), средний и капитальный ремонты.

Структура ремонтного цикла (время работы оборудования между двумя капитальными ремонтами), т.е. порядок чередования и количество осмотров, малых и средних ремонтов в ремонтном цикле для разных групп технологического оборудования разные. Трудоемкость ремонтных операций зависит от вида ремонта, конструктивных и технологических особенностей оборудования, а также от его габаритных размеров [2].

Качество капитального ремонта, формируясь в сфере его производства, полностью проявляется лишь в сфере потребления капитально отремонтированного оборудования. Чем в большей степени капитально отремонтированное оборудование по своим техноко-экономическим параметрам приближается к новому, тем выше качество произведенного ремонта. Однако ограниченность средств, расходуемых на выполнение капитальных ремонтов, а также технология ремонта, отличная от технологии производства нового оборудования, не обеспечивают достижение капитально отремонтированным оборудованием свойств нового [3].

**Цель исследования.** Сравнительный анализ существующих методов оценки качества ремонта и разработка предложений относительно методических подходов к оценке качества ремонта технологического оборудования.

Качество ремонта как категория имеет ряд аспектов: правовой, социологический, технический, экономический и др. Между техническим и экономическим аспектами качества ремонта существует взаимосвязь и противоречие [1].

Взаимосвязь этих аспектов проявляется в том, что ремонт, в результате которого отремонтированное технологическое оборудование приближается по своим свойствам к новому оборудованию, как правило, создает положительный экономический эффект у потребителя за счет снижения потерь от брака, затрат на внеплановые ремонты, увеличения объема выпускаемой продукции (оказываемых услуг). Но иногда возникает такая ситуация, когда с технической точки зрения качество произведенного ремонта достаточно высокое, а с экономической точки зрения достижение такого высокого качества нецелесообразно. Это наблюдается в том случае, когда обеспечение высоких технических параметров требует повышенных затрат на проведение ремонта. При этом достигнутые параметры оборудования в сфере потребления используются не полностью.

Под оптимальным качеством ремонтов следует понимать максимально возможное восстановление свойств технологического оборудования, предусмотренное проведением данного вида ремонта, обеспечивающее его нормальное функционирование на протяжении ремонтного цикла в соответствии с назначением при минимальных затратах на их проведение.

**Анализ последних исследований и публикаций по данной проблеме.** В практике работы машиностроительных предприятий оценка качества ремонтов оборудования чаще всего сводится к проведению приемочных испытаний в такой последовательности: внешний осмотр, испытание на холостом ходу, испытание под нагрузкой и в работе. Кроме того, металлорежущие станки испытывают на точность, жесткость и виброустойчивость. В основу оценки качества выполненных ремонтов положено требование соответствия важнейших параметров отремонтированного оборудования его паспортным данным или стандартам и техническим условиям. Для каждого вида технологического оборудования существуют свои важнейшие параметры, степень восстановления которых в процессе проведения ремонта обуславливает его качество [5].

Однако с экономической точки зрения для оценки качества ремонтных воздействий только на основе результатов приемочных испытаний недостаточно. Тем более, что существующие на практике подходы к оценке качества ремонта оборудования не везде одинаковы. Это объясняется тем, что в основе оценки качества лежат различные критерии: результаты испытаний на точность, соблюдение плановых сроков проведения капитального ремонта, количество выявленных дефектов, шум, вибрация и др. Многообразие требований создает условия для субъективного подхода к оценке качества ремонтов. Кроме того, существующие методы оценки не позволяют судить о том, как долго в процессе послеремонтной эксплуатации оборудования будут сохраняться достигнутые в результате проведения ремонта технические параметры его работы [4].

Правда, на отдельных предприятиях устанавливается гарантийный срок службы на капитально отремонтированные единицы технологического оборудования. К сожалению, в большинстве случаев, он устанавливается субъективно без должного экономического обоснования и не позволяет достоверно оценить качество выполненных ремонтов.

Существует также применяемая на практике методика оценки технического уровня и качества отремонтированной капитально продукции с помощью коэффициента дефектности [5]:

$$D = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m Z_i \cdot d_i, \quad (1)$$

где  $m$  – число всех видов дефектов, встречающихся в данной продукции или выборке;  $d_i$  – количество дефектов  $i$ -го вида;  $Z_i$  – коэффициент весомости  $i$ -го дефекта, который может быть отображен в денежном выражении при стоимостной оценке или в баллах при балльной оценке;  $n$  – объем выборки для определения коэффициента дефектности.

Коэффициент дефектности позволяет учесть все дефекты, которые имели место при выполнении любого вида ремонта, и однозначно судить о его качестве. Данный показатель позволяет учесть весомость того или иного вида дефектов. Однако коэффициенты весомости устанавливаются экспертным путем и, какими бы квалифицированными не были бы эксперты, они не застрахованы от субъективности в оценке того или иного из присутствующих дефектов. Следовательно, использование коэффициенты дефектности для оценки выполненного ремонта не позволяет в полной мере судить о его качестве.

Существуют также методики оценки качества ремонта с использованием системы условных дефектов. Такая система состоит из целого ряда коэффициентов, учитывающих невыполнение следующих требований: к качеству материалов (КМ), качеству обработки (КТ), качеству восстановленных деталей (КВ), качеству сборки (КС), качеству отделки (КО), к правилам приемки (КПР), а также коэффициент, учитывающий отказы и неисправности гидро- и пневмосистемы (КГП) [6, 7].

Система коэффициентов имеет вид:

$$K = K_M^2 + K_T^2 + K_B^2 + K_C^2 + K_{ПР}^2 + K_O^2 + K_{ГП}^2. \quad (2)$$

Этот метод расчета коэффициента качества ремонта позволяет с известной степенью точности получить однозначную оценку качества ремонта только на стадии его выполнения. Однако, практически невозможно судить о том, в течение какого промежутка времени коэффициент  $K$  будет сохранять наилучшее значение во время межремонтной эксплуатации оборудования.

В работах С.Ф.Покропивного предлагалась также система других показателей, характеризующих качество ремонтных работ как в сфере выполнения ремонта, так и в сфере послеремонтной эксплуатации оборудования [8]. К таким показателям относятся: средняя фактическая продолжительность межремонтных периодов и циклов по видам технологического оборудования; удельный вес внеплановых и аварийных ремонтов в общем объеме ремонтных работ; средняя оценка качества проведенных за год ремонтов по балльной системе и др.

Показатель средней фактической продолжительности межремонтных периодов и циклов является важным показателем для оценки качества ремонтов. Но на этот показатель значительно влияют также и другие факторы, такие как качество и надежность конструкции оборудования, возраст оборудования, применяемая технология ремонта, обеспеченность ремонтных служб запасными частями и др. Поэтому объективность этого показателя также является приблизительной.

Показателю средней оценки качества проведенных за год ремонтов по балльной системе также присущи недостатки, имеющие отношение к субъективности в оценке.



Используемый для оценки качества ремонта показатель удельного веса аварийных и внеплановых ремонтов также не может быть полноценным, так как он отражает не только качество произведенных ремонтных работ, но и случаи неправильной эксплуатации оборудования, недостаточную надежность конструкции оборудования и др.

Оценка качества ремонта также может быть осуществлена и с использованием показателей, характеризующих надежность работы оборудования. Классификация таких показателей подробно изложена в работах А.В.Гличева, В.И.Канторовича, А.И.Аристова. Ими предложены самые различные показатели, характеризующие надежность работы технологического оборудования: наработка на отказ, вероятность безотказной работы, коэффициент технического использования, коэффициент готовности и целый ряд других [4]. Все они в какой-то мере характеризуют качество отремонтированного технологического оборудования. Но надежность работы оборудования после его ремонта зависит и от множества других факторов, среди которых: надежность самой конструкции, применяемая система ТО и ремонта, затраты на проведение плановых ремонтов и ТО и др.

Таким образом, анализ рассмотренных выше показателей и основанных на них методов оценки качества ремонта технологического оборудования свидетельствует о том, что они не позволяют в полной мере осуществить однозначную с экономической точки зрения оценку качества выполненного ремонта.

**Результаты исследований.** Учитывая специфику и особенности отремонтированного оборудования по сравнению с аналогичным новым, номенклатуру показателей его качества можно условно разделить на показатели назначения, надежности, эргономические, технологичности, транспортабельности, унификации, безопасности, экономические. С свою очередь, каждая из перечисленных групп включает свою, более дифференцированную номенклатуру показателей качества.

Особенно важное, с нашей точки зрения, значение при оценке качества отремонтированного технологического оборудования имеет группа показателей назначения. Эта группа включает практически все технические параметры, а также показатели надежности и экономические показатели. К техническим показателям относятся показатели геометрической и технологической точности, жесткости и наличия вибрации. Показатели надежности характеризуют способность отремонтированного технологического оборудования сохранить достигнутые в процессе ремонта параметры работы в течение определенного промежутка времени (ремонтного цикла или цикла эксплуатации): вероятность безотказной работы, наработка на отказ и др. Экономические показатели характеризуют качество отремонтированного оборудования в процессе его эксплуатации и характеризуются затратами на плановые и внеплановые ремонты, удельными приведенными затратами по оборудованию, себестоимостью единицы времени работы оборудования.

Проведенный нами сравнительный анализ существующих комплексных методов оценки качества капитально отремонтированного оборудования позволяет сделать вывод о том, что оценку качества необходимо производить по уровню эффективности работы оборудования в ремонтном периоде или цикле эксплуатации. При этом уровень эффективности работы оборудования определяется соотношением получаемых в ремонтном цикле (цикле эксплуатации) результатов и осуществляемых в нем затрат, включая затраты и на сам капитальный ремонт.

Полезный эффект, получаемый от использования капитально отремонтированного оборудования в каждом ремонтном цикле (цикле эксплуатации) обеспечивается, в первую очередь, за счет затрат на капитальный ремонт. Исходя из этого, для того, чтобы оценить качество ремонта, необходимо сопоставить полезный эффект, получаемый в последующем за капитальным ремонтом цикле эксплуатации оборудования, с полной суммой затрат на ремонт и эксплуатацию оборудования в этом же цикле. Такое сопоставление достаточно объективно характеризует эффективность работы отремонтированного

технологического оборудования, которая обусловлена всей совокупностью его технико-экономических параметров (включая параметры надежности), восстановленных в процессе капитального ремонта. Преимуществом такого показателя комплексной оценки качества является то, что он обобщает всю совокупность свойств капитально отремонтированного технологического оборудования и дает ему однозначную экономическую оценку. В общем виде такой показатель можно назвать интегральным и определять по формуле:

$$I_{KP} = \frac{P_{PC}}{Z_{PC}}, \quad (3)$$

где  $I_{KP}$  – интегральный показатель качества отремонтированного капитально технологического оборудования;  $P_{PC}$  – суммарный полезный эффект от эксплуатации оборудования за ремонтный цикл, в натуральных единицах;  $Z_{PC}$  – суммарные приведенные затраты на приобретение (создание), содержание и эксплуатацию технологического оборудования за ремонтный цикл, грн.

Суммарные приведенные затраты  $Z_{PC}$  включают следующие затраты: на приобретение (создание) оборудования в доле, приходящейся на данный ремонтный цикл эксплуатации; на капитальный ремонт, предшествующий данному ремонтному циклу эксплуатации; на текущие ремонты и ТО оборудования в данном ремонтном цикле эксплуатации; на топливо-смазочные материалы; оплату труда обслуживающего персонала; на амортизацию в данном ремонтном цикле эксплуатации.

Интегральный показатель качества капитально отремонтированного технологического оборудования для  $n$ -го капитального ремонта оборудования можно записать в виде следующего математического выражения:

$$I_{KPn} = \frac{\sum_{i=1}^{t_{n+1}} P_{PCi}}{Z_{KPn} + \sum_{i=1}^{t_{n+1}} Z_{TEi} + t_{n+1} (A_{ГОД} + E_H K_Y)}, \quad (4)$$

где  $P_{PCi}$  – полезный эффект от эксплуатации оборудования в  $i$ -м году ремонтного цикла, в натуральных единицах;  $Z_{KPn}$  – затраты на  $n$ -й капитальный ремонт оборудования, грн.;  $t_{n+1}$  – продолжительность  $n+1$ -го ремонтного цикла эксплуатации, лет;  $Z_{TEi}$  – текущие эксплуатационные затраты на ТО, текущие ремонты, топливо-смазочные материалы, заработную плату обслуживающего персонала в  $i$ -м году ремонтного цикла, грн.;  $A_{ГОД}$  – годовая сумма амортизации оборудования, грн.;  $E_H$  – нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений;  $K_Y$  – капитальные вложения потребителя оборудования, грн.

Для оценки качества самого ремонта необходимо сравнить качество капитально отремонтированного оборудования с качеством аналогичного нового. Оценка качества капитального ремонта состоит в сравнении качества оборудования после капитального ремонта с качеством нового оборудования в первом ремонтном цикле эксплуатации (т.н. первоначальным качеством).

Интегральный показатель качества нового оборудования можно записать так:

$$I_{KH} = \frac{\sum_{i=1}^{t_1} P_{PCi}}{\sum_{i=1}^{t_1} Z_{TEi} + t_1 (A_{ГОД} + E_H K_Y)}, \quad (5)$$

где  $t_1$  – продолжительность первого ремонтного цикла эксплуатации, лет.

Отношение интегрального показателя качества капитально отремонтированного оборудования  $I_{КРн}$  к интегральному показателю качества аналогичного нового оборудования  $I_{КН}$  представляет собой относительный показатель качества капитально отремонтированного оборудования  $I_{ОК}$ , выражающий уровень его качества и одновременно качество, собственно, капитального ремонта:

$$I_{ОК} = \frac{I_{КРн}}{I_{КН}}, \quad (6)$$

Качество капитального ремонта оборудования можно оценить не только относительной величиной  $I_{ОК}$ , но и абсолютной величиной, которая представляет собой разницу значений интегрального показателя качества нового оборудования в первом ремонтном цикле эксплуатации  $I_{КН}$  и интегрального показателя качества капитально отремонтированного оборудования  $I_{КРн}$  в абсолютном выражении:

$$I_{АК} = I_{КН} - I_{КРн}, \quad (7)$$

Чем выше интегральный показатель качества отремонтированного оборудования, тем больше его значение приближается к интегральному показателю качества нового оборудования в первом ремонтном цикле эксплуатации и тем выше абсолютная оценка качества капитального ремонта.

Таким образом, относительный показатель качества капитального ремонта технологического оборудования можно рассматривать как долю первоначального качества оборудования, которое сохранено благодаря проведенному капитальному ремонту. Абсолютный показатель качества капитального ремонта технологического оборудования отображает уменьшение в полезной отдаче (эффекте) оборудования на одну единицу денежных средств, вложенных в него. Чем выше качество ремонта, тем меньше потери в конечном результате - полезном эффекте оборудования. В то же время по этим потерям можно однозначно и объективно судить о качестве ремонта.

#### Выводы:

1. Целесообразность повышения качества капитального ремонта и эффективность использования капитально отремонтированного оборудования могут быть определены лишь на основе сопоставления достигнутого уровня качества ремонта с затратами на его проведение. Поэтому, практически всегда, возникает вопрос о связи категории качества ремонта с оценкой его экономической эффективности.

2. Относительный и абсолютный интегральные показатели качества обеспечивают однозначную экономическую оценку качества капитального ремонта технологического оборудования.

3. Относительный показатель качества капитальных ремонтов имеет более универсальный характер и обеспечивает сопоставимость результатов при проведении расчетов по различным типомоделям оборудования.

4. На основе предложенной в статье методики могут быть созданы эффективные системы планирования и экономического стимулирования работы ремонтно-обслуживающих подразделений и предприятий технического сервиса.

#### Литература:

1. Экономика технического сервиса на предприятиях АПК / Ю.А.Конкин, К.З.Бисултанов, М.Ю. Конкин и др.; Под редакцией Ю.А.Конкина. – М.: Колос С, 2006 – 368 с.
2. Сідашенко О.І. Ремонт машин та обладнання: Підручник/ О.І. Сідашенко, О.А. Науменко, Т.С. Скобло, О.В. Тіхонов, М.І. Черновол, З.В. Ружило, В.А. Войтов, В.К. Аветисян, А.К. Автухов, О.Д. Мартиненко, В.А.Бантковський, П.С. Сиромятніков.; За ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. - 2-е вид. перероб. доп. – Харків: «Міськдрук», 2014. – 741с.

3. Практикум з ремонту машин. Технологія ремонту машин, обладнання та їх складових частин. Том 2 / Сідашенко О.І., Тіхонов О.В., Скобло Т.С., Мартиненко О.Д., Гончаренко О.О., Сайчук О.В., Аветісян В.К., Автухов А.К., Рибалко І.М., Сиромятніков П.С., Бантковський В.А., Маніло В.Л. / За ред. О.І. Сідашенко О.І., О.В.Тіхонова. Навчальний посібник. – Харків: ТОВ «Пром-Арт», 2018 – 491с.
4. Экономическая оценка качества ремонта оборудования / К.И.Мельникова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк.ун-те, 1992. – 192 с.
5. Хітров І.О., Гавриш В.С. Ремонт машин і обладнання: Навч. Посібник. – Рівне: НУВГП, 2012. – 184с.
6. Методика оценки уровня качества продукции с помощью комплексных показателей и индексов / Госстандарт СССР, М.: Изд-во стандартов, 1974 – 72 с.
7. Гусаров Б.М., Дьяченко Э.В., Ревенко Н.Ф. Комплексная система управления качеством работы в объединении. Ижевск: «Удмуртия», 1990 – 146 с.
8. Покропивный С.Ф. Эффективность ремонта машин. К.: Техніка, 1985 – 256 с.

### Summary

**Bantkovskiy V.A., Ivanov V.I., Martynenko O.D., Gozha D.M.** Assessment of quality of repair of technological equipment

*The suggestions regarding methodological approaches to evaluating the quality of repair of technical equipment in modern conditions of production. The comparative analysis of existing methods of evaluating the quality of repairs*

**Keywords:** *technological equipment, preventative maintenance system, repair cycle structure, repair quality, integral quality index, current operating costs, useful effect from equipment operation.*

### References

1. Ekonomika tehničeskogo servisa na predpriyatiyah APK / Yu.A. Konkin, K.Z. Bisultanov, M.Yu. Konkin i dr.; Pod red. Yu.A.Konkina. – М.: Kolos S, 2006 – 368 s.
2. Sidashenko O.I. Remont mashin ta obladnannya: Pidruchnik / O.I. Sidashenko, O.A. Naumenko, T.S. Skoblo, O.V. Tihonov, M.I. Chernovol, Z.V. Ruzhilo, V.A. Voytov, V.K. AvetIsyan, A.K. Avtuhov, O.D. Martinenko, V.A. Bantkovskiy, P.S. Siromyatnikov.; Za red. prof. O.I. Sidashenka, O.A. Naumenko. – 2-e vid. pererob. dop. – Harkiv: «Miskdruk», 2014. – 741s.
3. Praktikum z remontu mashin. Tehnologiya remontu mashin, obladnannya ta Yih skladovih chastin. Tom 2 / Sidashenko O.I., Tihonov O.V., Skoblo T.S., Martinenko O.D., Goncharenko O.O., Saychuk O.V., AvetIsyan V.K., Avtuhov A.K., Rybalko I.M., Siromyatnikov P.S., Bantkovskiy V.A., Manilo V.L. / Za red. O.I. Sidashenko O.I., O.V. Tihonova. Navchalniy posibnik. – Harkiv: TOV «Prom-Art», 2018 – 491s.
4. Ekonomicheskaya otsenka kachestva remonta oborudovaniya / K.I. Melnikova. – H.: Izd-vo «Osnova» pri Hark.un-te, 1992. – 192 s.
5. Hitrov I.O., Gavrish V.S. Remont mashin i obladnannya: Navch. Posibnik. – Rivne: NUVGP, 2012. – 184s.
6. Metodika otsenki urovnya kachestva produktsii s pomoschyu kompleksnykh pokazateley i indeksov / Gosstandart SSSR, M.: Izd-vo standartov, 1974 – 72 s.
7. Gusarov B.M., Dyachenko E.V., Revenko N.F. Kompleksnaya sistema upravleniya kachestvom raboty v ob'edinenii. Izhevsk: «Udmurtiya», 1990 – 146 s.
8. Pokropivnyi S.F. Effektivnost remonta mashin. K.: Tehnika, 1985 – 256 s.

Гевко Р.Б.,<sup>1</sup>  
Залуцький С.З.,<sup>2</sup>  
Клендій О.М.,<sup>3</sup>  
Погрішук Б.В.,<sup>1</sup>  
Добіжа Н.В.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Тернопільський національний економічний університет,

м. Тернопіль, Україна;

<sup>2</sup> Тернопільський національний технічний університет

імені Івана Пулюя,

м. Тернопіль, Україна;

<sup>3</sup> Відокремлений підрозділ

Національного університету

біоресурсів і природокористування

України «Бережанський

агротехнічний інститут»,

м. Бережани, Україна

E-mail: klendii\_o@ukr.net

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВІД ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З СЕКЦІЙНОЮ ЕЛАСТИЧНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ ТА ЙОГО ПРОДУКТИВНОСТІ

УДК 631.358.42

*У статті представлено лабораторну установку гвинтового конвеєра для проведення досліджень з визначення продуктивності та затраченої потужності на привід робочого органу з секційною еластичною поверхнею та встановлення оптимальних параметрів та режимів роботи транспортера. Наведені результати експериментальних досліджень розробленого гвинтового конвеєра, які дають змогу визначити його продуктивність в залежності від частоти обертання робочого органу та кута його нахилу до горизонту, а також оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметру на значення затраченої потужності на привід машини.*

**Ключові слова:** секційний шнек, еластична секція, лабораторні дослідження, експериментальна установка, рівняння регресії, поверхні відгуку

**Вступ.** Гвинтові конвеєри отримали широке використання під час транспортування зернових, насіннєвих матеріалів, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів сільськогосподарського виробництва. Однак при переміщенні таких сипких матеріалів виникає значне їх пошкодження, що відбувається внаслідок попадання частинок у зазор між поверхнею обертання шнека та нерухомою внутрішньою поверхнею кожуха, що викликає пошкодження матеріалів, а також підвищення енерговитрат на процес транспортування.

Вибір оптимальних режимів роботи гвинтових конвеєрів, раціональних конструктивних, кінематичних, технологічних і динамічних параметрів робочих органів, зміни величини зазорів між периферією шнека та поверхнею направляючого кожуха в залежності геометричних та реологічних параметрів сипкого матеріалу, застосування різних профілів зовнішніх кромek гвинтових поверхонь не може в повній мірі вирішити дану проблему.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Аналіз відомих досліджень [1, 5-7] показав, що існуючі конструкції транспортерів сільськогосподарських матеріалів не в повній мірі задовольняють експлуатаційні вимоги. Проаналізовані різні варіанти виконання технологічних процесів при завантаженні [8], перевантаженні [9], вертикальному переміщенні [10] та змішуванні [11] сипких матеріалів.

Базові теоретичні та експериментальні дослідження шнекових конвеєрів, а також їх вплив на ступінь пошкодження сипких матеріалів викладено в праці [3]. Визначення силових параметрів робочих органів та енерговитрат наведено в працях [2, 4].

Питанням розробки конструкцій гвинтових робочих органів з еластичною периферійною поверхнею, а також теоретичному і експериментальному визначенню їх раціональних параметрів і режимів роботи присвячені праці [11-14].

**Постановка проблеми.** Метою даного дослідження є розробка нової конструкції шнека з секційною еластичною гвинтовою поверхнею та встановлення визначення потужності на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею при транспортуванні сільськогосподарських матеріалів залежно від частоти обертання шнека, кута його нахилу до горизонту, а також величини зазору між внутрішньою поверхнею кожуха та зовнішньою поверхнею еластичного шнека.

**Результати дослідження.** Експериментальні дослідження з визначення затраченої потужності на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею здійснювались на експериментальній установці, яка зображена на рис. 1 [16-19].



Рис.1 – Експериментальна установка для проведення досліджень секційних еластичних шнекових робочих органів

Кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту на експериментальній установці забезпечувалась шляхом дискретного переставляння та фіксації болтових механізмів кріплення за допомогою отворів в тягах, а також застосуванням різних за довжиною тяг, що зображено на рис. 2.



Рис. 2 – Загальний вигляд розташування гвинтового робочого органу до горизонту:  
а – 15°; б - 30°; в - 60°

Величину зазору  $\Delta$  між еластичним гвинтовим робочим органом і кожухом забезпечувалась радіальним зміщенням еластичних секцій відносно жорсткої основи шнека за рахунок того, що діаметри отворів в еластичних секціях виконані значно більшими ніж діаметри болтових з'єднань з напівкруглими головками.

Експериментальні дослідження з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу гвинтовим конвеєром проводили на експериментальному стенді. Так, згідно методики визначення секундної продуктивності гвинтового конвеєра проби



зернового матеріалу відбирали на протязі 3 сек при встановленому режимі роботи транспортування.

Для шнека з секційною еластичною поверхнею величину зазору  $\Delta$  приймали рівною 0 мм, аналогічно як при визначення ступеня травмування зернового матеріалу.

Для жорсткого шнека величину зазору  $\Delta$  приймали рівною 4 мм.

При визначенні секундної продуктивності конвеєра  $Q$  застосовували направляючі кожухи з внутрішніми діаметрами  $D = 120$  і  $100$  мм (рис.3.7 б).

Розкадровка процесу транспортування зернового матеріалу при  $\alpha = 10^\circ$  і  $n = 450$  об/хв представлена на рис. 3.

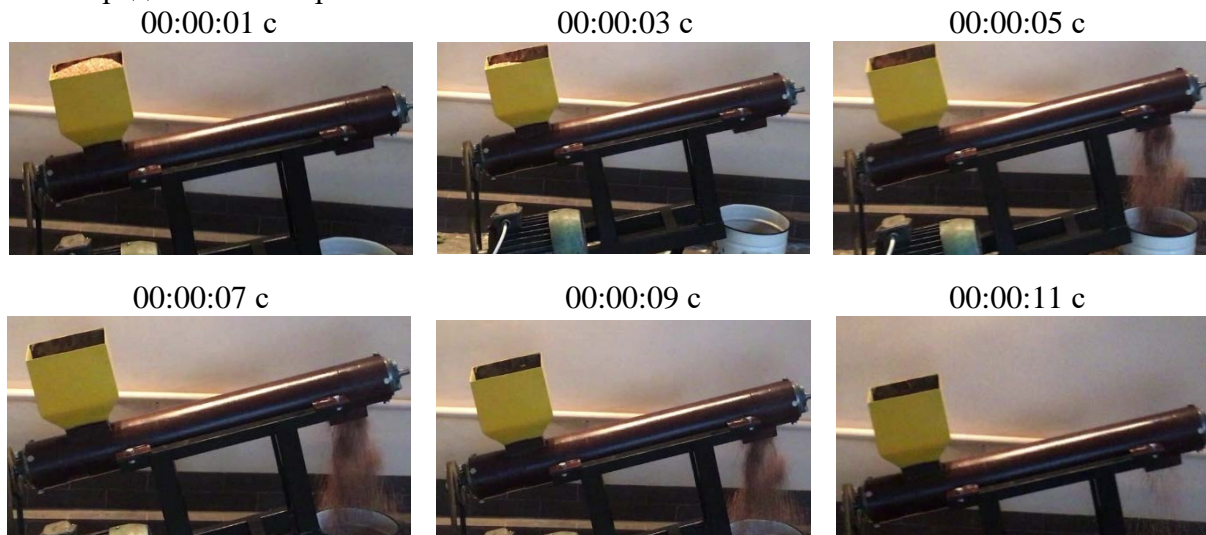


Рис. 3 – Розкадровка процесу транспортування зернового матеріалу при  $\alpha = 10^\circ$  і  $n = 450$  об/хв

З аналізу фотографій розкадровки процесу транспортування зернового матеріалу встановлено, що для  $\alpha = 10^\circ$  і  $n = 450$  об/хв максимальна продуктивність гвинтового конвеєра знаходиться між 5 і 10 сек після його вмикання при заповненому матеріалом бункері. І саме в цьому проміжку часу необхідно відбирати проби і зважувати зерновий матеріал для встановлення секундної продуктивності гвинтового конвеєра.

При визначенні секундної продуктивності гвинтового конвеєра для інших значень  $\alpha$  і  $n$  необхідно встановити відповідні часові межі, при яких продуктивність конвеєра буде максимальною.

За результатами проведених експериментальних досліджень на рис. 4 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від частоти обертання робочого органу  $n$  при  $\alpha = 0^\circ$  та інших змінних параметрах.

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від частоти обертання робочого органу  $n$  в межах від 200 до 450 об/хв показує, що  $Q$  фактично зростає за лінійною залежністю, однак подальше зростання  $n$  не сприяє збільшенню продуктивності конвеєра, а навіть дещо зменшує його значення. Це пояснюється тим, що значні відцентрові сили обмежують завантаження матеріалом технологічної зони конвеєра.

Аналіз продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для  $\Delta = 0$  мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні частот обертання робочого органу  $n = 300 \dots 450$  об/хв, продуктивність процесу транспортування зростає в  $1,25 \dots 1,27$  разів, а для жорстких шнеків (для  $\Delta = 4$  мм) – у  $1,27 \dots 1,31$  рази.

На рис. 5 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha$ .

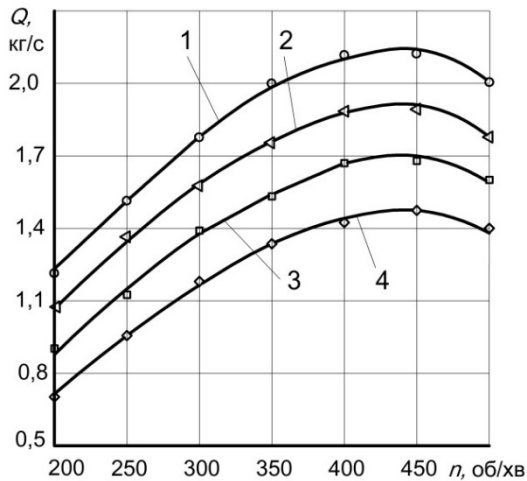


Рис. 4 – Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від частоти обертання робочого органу  $n$  при  $\alpha = 0^\circ$ :

1, 2 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром  $D = 120$  мм; 3, 4 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром  $D = 100$  мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною поверхнею (при  $\Delta = 0$  мм); 2, 4 - жорсткий шнек ( $\Delta = 4$  мм)

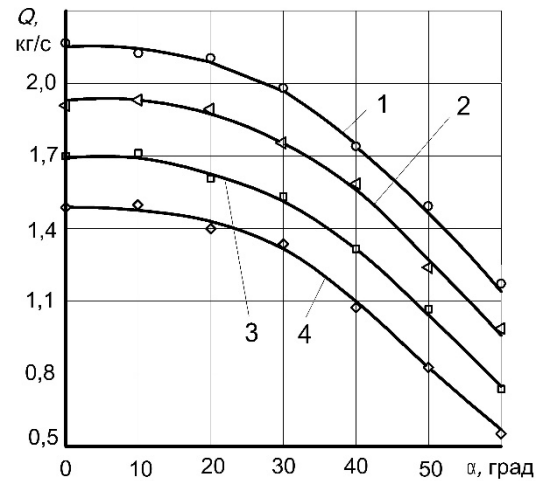


Рис. 5 – Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від кута нахилу  $\alpha$  робочого органу до горизонту при  $n = 450$  об/хв:

1, 2 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром  $D = 120$  мм; 3, 4 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром  $D = 100$  мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною поверхнею (при  $\Delta = 0$  мм); 2, 4 - жорсткий шнек ( $\Delta = 4$  мм)

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha = 0 \dots 60^\circ$  для  $n = 450$  об/хв показує, що значення  $Q$  зменшується при збільшенні кута нахилу  $\alpha$  робочого органу до горизонту, причому інтенсивність падіння  $Q$  суттєво збільшується після значення кута  $\alpha = 30^\circ$ .

Це пояснюється тим, що при значних кутах нахилу робочого органу до горизонту ускладнюється процес завантаження матеріалу в направляючий кожух конвеєра. Так як бункер жорстко та перпендикулярно закріплений до кожуха (рис. 2), то появляются додаткові сили тертя по внутрішній поверхні бункера, які гальмують процес завантаження матеріалу в технологічну зону транспортування.

Аналіз продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для  $\Delta = 0$  мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha = 0 \dots 30^\circ$ , продуктивність процесу транспортування зростає в 1,28...1,29 разів, а для жорстких шнеків (для  $\Delta = 4$  мм) – у 1,28...1,33 рази.

Для визначення енергетичних параметрів процесу транспортування зернових матеріалів методика проведення експериментів була наступною [15, 20]. Спочатку сипкий зерновий матеріал завантажують у бункер і з певною частотою обертання шнека і заданими конструктивними параметрами, різною жорсткістю еластичної спіралі та кутом нахилу шнека до горизонту транспортують матеріал в зону вивантаження. Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0. Після завершення транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на моніторі отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі. Результати отримували у форматі графічних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера. Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне значення для вибраного режиму.

Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} \text{ (Нм)}, \quad (1)$$

де  $P_n$  – номінальна потужність двигуна (кВт);  $n$  – частота обертання (об/хв).

При визначенні енерговитрат на транспортування зернового матеріалу змінними факторами були: частота обертання робочого органу,  $n$ , об/хв; кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту  $\alpha$ , град; величина зазору між еластичним шнеком і кожухом,  $\Delta$ , мм.



Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів:  $200 < n < 500$  (об/хв);  $0 < \alpha < 40$  (град);  $0 < \Delta < 4$  (мм).

Частоту обертання гвинтового робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, який був під'єднаний до електродвигуна постійного струму з потужністю 2,2 кВт. Зміна кута нахилу гвинтового робочого органу до горизонту на експериментальній установці забезпечувалась шляхом дискретного переставляння та фіксації болтових механізмів кріплення за допомогою отворів в тягах, а також застосуванням різних за довжиною тяг. Величина зазору  $\Delta$  між еластичними шнеком і кожухом забезпечувалась радіальним зміщенням еластичних секцій відносно жорсткої основи шнека за допомогою того, що діаметри отворів в еластичних секціях виконані значно більшими ніж діаметри болтових з'єднань з напівкруглими головками.

Рівняння регресії у вигляді апроксимуючої квадратичної моделі повного квадратного полінома з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею має вигляд

$$P = 0,055 + 0,11 \cdot 10^{-2}n - 0,06 \cdot 10^{-4}\alpha - 0,014\Delta + 0,21 \cdot 10^{-5}n\alpha + 0,84 \cdot 10^{-4}n\Delta + 0,75 \cdot 10^{-4}\alpha\Delta - 0,33 \cdot 10^{-6}n^2 + 0,21 \cdot 10^{-4}\alpha^2 - 0,5 \cdot 10^{-4}\Delta^2 \quad (2)$$

На рис. 6-8 показані поверхні відгуку та їх двовірні перерізи залежності потужності на привод конвеєра  $P(n, \alpha)$ ,  $P(\Delta, n)$  і  $P(\Delta, \alpha)$  при транспортуванні зернового матеріалу.

З аналізу вищенаведених поверхонь відгуку та двовірних перерізів поверхонь відгуку, побудованих на основі рівняння регресії можна зробити висновок, що домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привід гвинтового конвеєра є частота обертання гвинтового робочого органу  $n$ . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу  $\alpha$  направляючого кожуха з робочим органом до горизонту. Найменший вплив на зміну величину потужності на привод гвинтового конвеєра має величина зазору  $\Delta$  між еластичними шнеком і кожухом.

При аналізі впливу одного з факторів на зміну величини потужності інші залишались незмінними і їх середні значення становили:  $n = 350$  об/хв;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\Delta = 2$  мм. Так, зростання частоти обертання гвинтового робочого органу  $n$  від 200 до 500 об/хв призводить до збільшення величини потужності на привід гвинтового конвеєра від 0,29 до 0,61 кВт (у 2,1 рази). Зміна кута нахилу  $\alpha$  направляючого кожуха з робочим органом до горизонту від 0 до  $40^\circ$  спричиняє зростання величини потужності від 0,39 до 0,51 кВт (у 1,3 рази). Збільшення величини зазору  $\Delta$  між еластичними шнеком і кожухом від 0 до 4 мм призводить до зростання величини потужності лише від 0,42 до 0,47 кВт (у 1,1 рази).

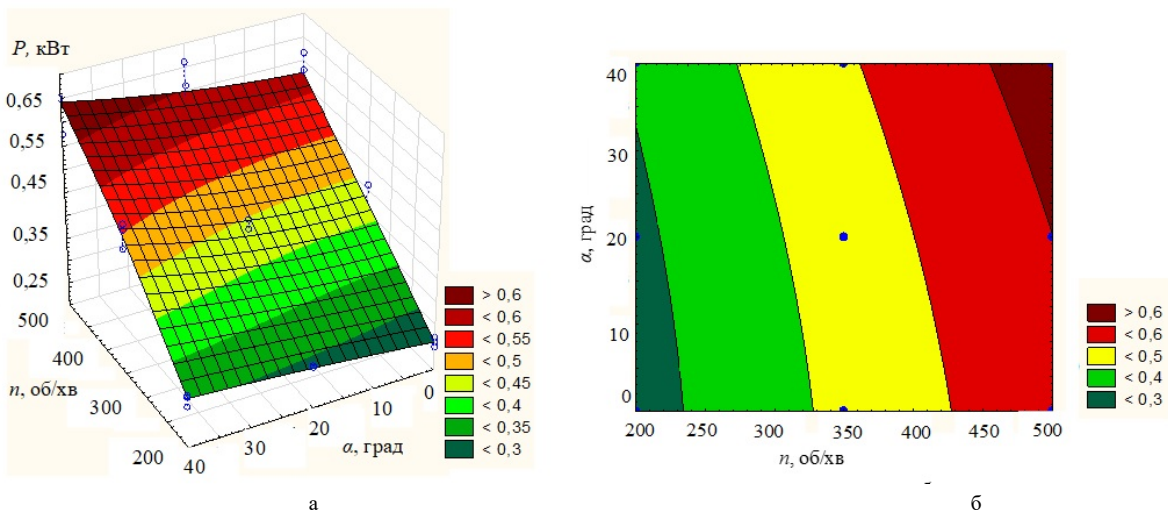


Рис.6 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра  $P(n, \alpha)$  при транспортуванні зернового матеріалу від частоти обертання гвинтового робочого органу  $n$  та кута нахилу  $\alpha$  робочого органу до горизонту при  $\Delta = 2$  мм

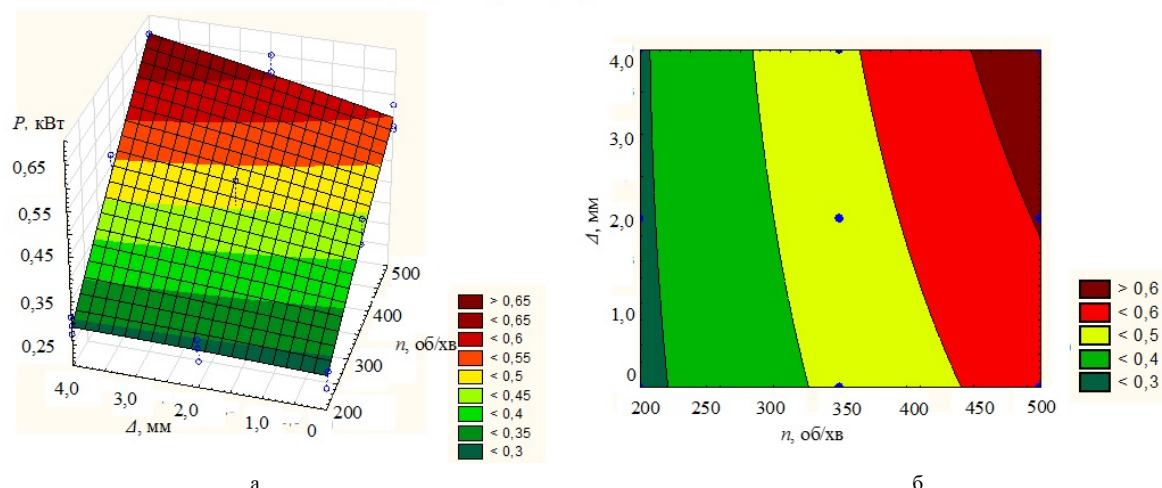


Рис.7 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра  $P(\Delta, n)$  при транспортуванні зернового матеріалу від величини зазору  $\Delta$  між еластичними шнеком і кожухом та частоти обертання робочого органу  $n$  при  $\alpha = 20^\circ$

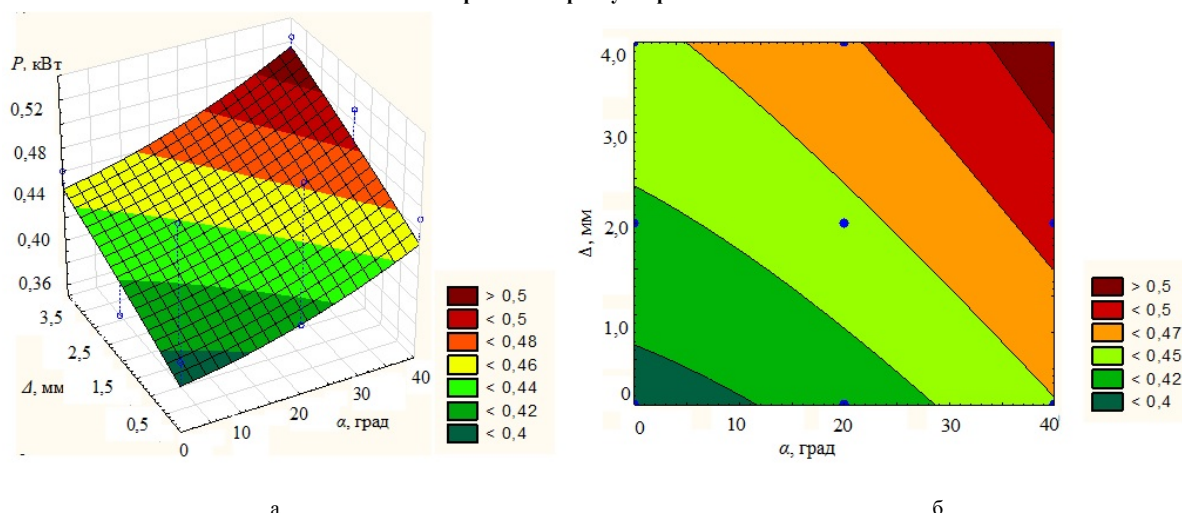


Рис.8 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра  $P(\Delta, \alpha)$  при транспортуванні зернового матеріалу від величини зазору  $\Delta$  між еластичними шнеком і кожухом та кута нахилу  $\alpha$  робочого органу до горизонту при  $n = 350$  об/хв.

Незначний вплив величини зазору  $\Delta$  на величину енерговитрат у порівнянні з жорсткими шнеками пояснюється тим, еластичні секції, при попаданні в зазор зернин, прогинаються і їх не дроблять, що відповідно зменшує енерговитрати.

**Висновки.** На основі патентного огляду та аналізу літературних джерел конструкцій гвинтових робочих органів, а також режимів їх функціонування, представлено нову конструкцію шнека з секційною еластичною робочою поверхнею. З метою проведення експериментальних досліджень для встановлення продуктивності розробленого гвинтового конвеєра, а також енерговитрат на процес транспортування зернового матеріалу, виготовлено його експериментальну установку та запропоновано методику проведення досліджень.

Тенденція зміни продуктивності конвеєра  $Q$  від частоти обертання робочого органу  $n$  в межах від 200 до 450 об/хв показує, що  $Q$  фактично зростає за лінійною залежністю, однак подальше зростання  $n$  не сприяє збільшенню продуктивності конвеєра, а навіть дещо зменшує його значення. Це пояснюється тим, що значні відцентрові сили обмежують завантаження матеріалом технологічної зони конвеєра.

Тенденція зміни продуктивності гвинтового конвеєра  $Q$  від кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha = 0 \dots 60^\circ$  для  $n = 450$  об/хв показує, що значення  $Q$  зменшується при збільшенні кута нахилу  $\alpha$  робочого органу до горизонту, причому інтенсивність падіння  $Q$  суттєво збільшується після значення кута  $\alpha = 30^\circ$ .

Це пояснюється тим, що при значних кутах нахилу робочого органу до горизонту ускладнюється процес завантаження матеріалу в направляючий кожух конвеєра, оскільки бункер жорстко та перпендикулярно закріплений до кожуха, а тому pojawiaються додаткові сили тертя по внутрішній поверхні бункера, які гальмують процес завантаження матеріалу в технологічну зону транспортування.

Представлено результати експериментальних досліджень з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею у вигляді поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів, побудованих на основі отриманого рівняння регресії. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привід гвинтового конвеєра є частота обертання гвинтового робочого органу  $n$ . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу  $\alpha$  направляючого кожуха з робочим органом до горизонту. Найменший вплив на зміну величину потужності на привід гвинтового конвеєра має величина зазору  $\Delta$  між еластичними шнеком і кожухом.

### Література

1. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І.Пік. – Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.
2. Вітровий А.О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / А.О.Вітровий, Р.Б.Гевко // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Луцьк: Вид. ЛДТУ. – 1998. – Вип. 4.- С. 34-36.
3. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280 с.
4. Nevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp.39-46, Brasov, Romania.
5. Клендий А.Н., Гевко Р.Б. Экспериментальные исследования винтового конвейера с предохранительной муфтой // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых. Могилев: Белорус. – Рос. ун-т, 2017. С. 51.
6. Гевко Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладько, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник Інженерної академії України. – Київ. – 2014. – № 3-4. – С. 46-52.
7. Lech M. (2001) - Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.
8. Nevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp.89-94, Bucharest, Romania.
9. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 48, no. 1, pp. 29-34, Bucharest, Romania.
10. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyor loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no.1, pp.87-94, Bucharest, Romania.
11. Nevko R.B., Yazlyuk B.O., Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Klendii O.M., Pankiv V.R. (2017) - Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 51, no. 1, pp. 49-58, Bucharest, Romania.
12. Бойко А.І. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожух” шнекових живильників зерноочисних машин / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Науковий

- вісник НУБіПУ. – К.: Ред-вид. Відділ НУБіПУ, 2011. – Вип.166: Техніка та енергетика АПК. – С. 267-274.
13. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин. Дис. канд. техн. наук: 05.05.11. – Вінниця, ВНАУ. – 2012. – 152 с.
  14. Nevko R.B. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R.B. Nevko, Y.V. Dzyadykevych, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi // Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, 2016.- Vol. 81.- № 1.- pp. 77-87.
  15. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2, pp. 33-138, Bucharest, Romania.
  16. Клендій О.М. Експериментальні дослідження гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою / О.М. Клендій // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". – Луцьк: Вид. ЛДТУ. – 2016. – Вип. 34. – С. 51-59.
  17. Гевко Р.Б. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель № 119856, МПК B65G 33/26, B65G 33/16 / Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, С.З. Залуцький, В.В. Градовий. – № u201704151; заявл. 24.04.2017; опубл. 10.10.2017, Бюл. № 19.
  18. Гевко Р.Б. Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель № 80414, МПК B21D 11/06 / Р.Б. Гевко, М.І. Пилипець, С.З. Залуцький. – № u201214308; заявл. 14.12.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.
  19. Гевко Р.Б. Установка для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент України на корисну модель № 108782, МПК G01N 3/00, B65G 33/26 / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький, О.Р. Рогатинська, І.Г. Ткаченко. – № u201601953; заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.
  20. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.

## Summary

**Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Klendii O.M., Pohrishchuk B.V., Dobizha N.V.** Results of experimental researches on definition of power on the screw conveyor with elastic sectional working surface

*Screw conveyors are widely used during the transportation of grain, seed materials, and granulated mineral fertilizers. However, when moving agricultural materials, there is a significant damage to them, due to the ingress of particles in the gap between the surface of the screw rotation and the stationary inner surface of the casing. This fact causes the damage to the materials, as well as the increase of energy costs for the transportation process.*

*The choice of optimal modes of screw conveyors operation, rational structural, kinematic, technological and dynamic parameters of the working bodies, changes in the value of the gap between the screw periphery and the surface of the guide housing, depending on the geometric and rheological parameters of the bulk material, the application of different profiles of the outer edges of the screw surfaces cannot fully solve this problem.*

*The purpose of this study is to develop a new screw design with a sectional elastic screw surface and to establish a power definition for a drive of a screw conveyor with a sectional elastic working surface when transporting agricultural materials, depending on*

*the speed of the screw, the angle of its inclination to the horizon, and the size of the gap between the inner surface of the casing and the outer surface of the elastic screw.*

*The stand for conducting researches on determination of the consumed power for the drive of a screw conveyor with a sectional elastic working surface is presented. The optimum parameters and operating modes of the conveyor are defined. The results of experimental studies of this screw conveyor are analyzed, which allow estimating the intensity of influence of this or that parameter on the value of the consumed power on the drive of the machine.*

**Keywords:** section auger, elastic section, laboratory research, experimental setting, regression equation, response surface

## References

1. Hevko R.B. Pidvyshchennia tehnicnoho rivnia hnychkyh hvyntovyh konveieriv: monografija / R.B. Hevko, A.O. Vitrovyi, A.I. Pik. - Ternopil: Aston, 2012.- 204 p.
2. Vitrovyi A.O. Sylovyy analiz robochoho orhanu hnychkoho hvyntovoho konveiera / A.O. Vitrovyi, R.B. Hevko // Zbirnyk naukovykh statei LDTU "Silskohospodarski mashyny"-Lutsk: Vyd. LDTU. – 1998. – Vup. 4. – pp. 34-36.
3. Herman H. Shnekovyye mashyny v tehnologii FRG. Lviv: Mashynostroenie, 1975. -280 p.
4. Hevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp.39-46, Brasov, Romania.
5. Klendii A.N., Hevko R.B. Eksperimentalnye isledovania vintovoho konveiera s predohranitelnoi muftoi// Novye materialy, oborudovanie i tehnologii v promyshlenosti: materialy mezhdunar. nauch. –tehn. konf. molod. uchenykh. Mogylev: Belorus. –Ros. un-t., 2017. pp. 51.
6. Hevko R.B. Dunamichnyi rozrahunok zapobizhnogo prystroyu shnekovoho transportera / R.B. Hevko, Y.B. Hladio, M.I. Shynkaryk, O.M. Klendii // Visnyk Inzhenernoi Akademii. – Kyiv. – 2014. – № 3-4. – pp. 46-52.
7. Lech M. (2001) - Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.
8. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyers, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp.89-94, Bucharest, Romania.
9. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 48, no. 1, pp. 29-34, Bucharest, Romania.
10. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyor loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no.1, pp.87-94, Bucharest, Romania.
11. Hevko R.B., Yazlyuk B.O., Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Klendii O.M., Pankiv V.R. (2017) - Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyers, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 51, no. 1, pp. 49-58, Bucharest, Romania.
12. Boiko A.I. Doslidzennia kontaktnoi vzaємodii zerna v zazori “vytok-kozhuh” shnekovykh zhyvylnykiv zernoochysnykh mashyn / A.I. Boiko, V.L. Kulykivskiy // Naukovyi visnyk NUBiPU. – K.: Rd. –Vyd. Viddil NUBiPU., 2011. – Vyp.166: Tehnika ta energetyka APK. – pp. 267-274.
13. Kulykivskiy V.L. Rozrobka hvyntovykh transporteriv z pidvyshchennym resyrsom dlia zernoochysnykh mashyn. Dys. cand. tehn. nauk: 05.05.11. – Vinnytsa, VNAU. – 2012. – 152 p.

14. Hevko R.B. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R.B. Hevko, Y.V. Dzyadykevych, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi // Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, 2016. – Vol. 81. – № 1. – pp. 77-87.
15. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2, pp. 33-138, Bucharest, Romania.
16. Klendii O.M. Eksperymentalni doslidzhennia hvyntovoho konveyera z zapobizhnoiu muf-toiu / O.M. Klendii // Zbirnyk naukovykh statei LDTU "Silskohospodarski mashyny"-Lutsk: Vyd. LDTU. – 2016. – Vup. 34. – pp. 51-59.
17. Hevko R.B. Shnek z sektsiynoiu elastychnoiu hvyntovoiu poverhnei. Patent Ukraine na korysnu model № 119856, MPK B65G 33/26, B65G 33/16 / R.B. Hevko, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi, V.V. Gradovyi. – № u201704151; zaiavl. 24.04.2017; opubl. 10.10.2017, Biul. № 19.
18. Hevko R.B. Sposib vyhotovlennia shneka z elastychnoiu hvyntovoiu poverhnei. Patent Ukraine na korysnu model № 80414, MPK B21D 11/06 / R.B. Hevko, M.I. Pylypets, S.Z. Zalutskyi. – № u201214308; zaiavl. 14.12.2012; opubl. 27.05.2013, Biul. № 10.
19. Hevko R.B. Ustanovka dlia doslidzhennia parametriv shneka z elastychnoiu hvyntovoiu poverhnei. Patent Ukraine na korysnu model № 108782, MPK G01N 3/00, B65G 33/26 / R.B. Hevko, S.Z. Zalutskyi, O.R. Rohatynska, I.G. Tkachenko. – № u201601953; zaiavl. 29.02.2016; opubl. 25.07.2016, Biul. № 14.
20. Hevko R.B. Pidvyshchennia tehnicnoho rivnia protsesiv zavantazhennia ta perevantazhennia materialiv v hvyntovykh konveierah: monografia / R.B. Hevko, R.M. Rohatynskyi, R.I. Rozum, M.B. Klendii i in. – Ternopil: Osadtsa Y.V., 2018. – 180 p.

**Павленко С.І.**

Національного університету  
біоресурсів і природокористування  
України,  
м. Київ, Україна  
E-mail: si.pavlenko17@gmail.com

**РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ  
УСТАНОВКИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ  
ЗАСОБІВ МЕХАНІЗОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ  
ПРОЦЕСІВ КОМПОСТУВАННЯ ОРГАНІЧНИХ  
ВІДХОДІВ**

УДК 631.894:879.4

*Механізоване компостування органічних відходів включає різноманітні механічні процеси, змішування, подрібнення сировини, її перелопачування для забезпечення біологічних процесів. Розробка конструкції універсальної установки для дослідження механічних процесів при компостуванні слугує для вирішення даної проблеми. Мета роботи - розробка установки, що відповідає вимогам технологічних регламентів механізованого приготування компостів з широкими технічними можливостями для дослідження конструктивно-режимних параметрів. Універсальність експериментальної установки передбачає дослідження різних за конструкцією бітерів і робочих органів роторно-фрезерного типу, що мають різні організаційні способи і переміщення сировини і забезпечує робочу швидкість від 0,05 м/с до 0,5 м/с. Для забезпечення технічних вимог елементи конструкції рами: боковини, дах виконані роз'ємними і з'єднуються стягуючими шпильками. Висота і ширина змінюється в межах 1 м. робочі органи – бітери (барабани) мають відповідну ширину захвату 2,0 і 2,5 м і діаметри від 350 мм до 550 (600 мм). Бітери можуть установлюватись в одновальному або двухвальному варіантах зі зміною вильоту відносно осі нижнього барабану на  $\pm 300$  мм. Крок гвинтової лінії - змінний від 250 до 350 мм. Привід робочих органів від електродвигуна, потужністю 5 кВт з двухступінчатим ланцюговим редуктором. Передбачено установку електроприводу на 10 і 20 кВт. Частота обертання органу змінюється за допомогою змінних зірочок від 140 до 700  $\text{хв}^{-1}$ . Конструкція установки дозволяє вивчати вплив конструктивно-режимних параметрів на форму надбітерного простору: полусфера, трапеційдальна, трикутнікова. Технологічно установка дозволяє налаштовуватись та моделювати складні багатокомпонентні суміші і відпрацьовувати параметри в широкому діапазоні техніко-економічних показників і фізико-механічних властивостей. В результаті розроблена експериментальна установка для дослідження технічних засобів механізованих технологічних процесів компостування органічних відходів, яка дозволяє обґрунтувати режим роботи робочих органів і вибирати раціональні параметри при розробці технологічно-регламентно-складних багатокомпонентних сумішей з необхідними якісними показниками.*

**Ключові слова:** експериментальна установка, компостування, органічні відходи, універсальна, дослідження

**Постановка проблеми.** Механізоване компостування органічних відходів включає різноманітні механічні процеси, змішування, подрібнення сировини, її перелопачування для забезпечення біологічних процесів. В сільськогосподарському машинобудуванні накопичений значний досвід в розробці технічних засобів, що виконують аналогічні процеси. Але специфіка сировини підстилкового гною тварин і птахів, широкий діапазон фізико-механічних властивостей, що змінюється від складу компонентів і вологості, одержання необхідних техніко-економічних показників, що задовольняють і доступні для господарських умов, створюють окремі, індивідуальні напрямки в розвитку технічних засобів. Розробка конструкції універсальної установки для дослідження механічних процесів при компостуванні слугує для вирішення проблем.



**Аналіз останніх публікацій.** Серед робочих органів, що найбільш розповсюджені в технічних засобах приготування і переробки сировини в компостуванні, слід виділити роторно-фрезерні [1-5]. Аналоги конструкцій устатковуються на мобільних кормороздавачах і розкидачах органічних добрив, стаціонарних живильниках, технологічного обладнання кормоцехів, тощо.

Використання в механізованих технологіях компостування згідно рекомендаціям [5-8] можливо, але потребують доопрацювання робочі органи. Розробка положень і рекомендацій до раціонального їх завантаження і експлуатації, подальший розвиток конструкції роторно-фрезерних робочих органів для компостування спостерігаємо в роботах Шевченко І.А., Харитонова В.І., Ковязіна О.С. [1-3]. В роботах теоретично і практично розглядаються і обґрунтовуються геометричні і кінематичні параметри роботи конструкції аератора-змішувача. Результати випробувань показують високу робоздатність пристрою, але недостатньо розроблена і перевірена математична модель роботи на різних кінематичних характеристиках. Потребує додаткових досліджень вплив фізико-механічних властивостей різної за складом і вологістю сировини на конструктивні параметри і кінематичні режими, не проведені узагальнення виконання окремих технологічних операцій: змішування, подрібнення, перелопачування, внесення додаткових компонентів суміші, вплив механічних операцій на технологічні процеси компостування. Тому розробка експериментальної установки для механічних процесів в компостування суттєво розширює можливості в дослідженні процесів.

**Мета роботи.** Розробити установку, що відповідає вимогам технологічних регламентів механізованого приготування компостів з широкими технічними можливостями для дослідження конструктивно-режимних параметрів.

**Результати дослідження і їх аналіз.** Узагальнюючи аналіз публікацій можливо зробити висновок про ідентичність робочих органів роторно-фрезерного типу, що розповсюджені в процесах механізованого компостування [1-4]. Різниця між конструкціями: в способах доставки сировини до робочого органу і кінематичному режиму роботи. Організація енергозабезпечення і приводу робочих органів має вплив на результати технічно-економічних показників технологічного процесу механічної обробки.

Спосіб доставки сировини на обробку до робочого органу можливо розділити на два типи: стаціонарно усталовлені робочі органи, на які подається перероблюваний продукт або мобільне переміщення робочого органу. Перший варіант – розкидачі органічних добрив і їх аналоги, а другий – аератори-змішувачі, що агрегуються з енергозасобами – з тракторними, самохідними, установками з електроприводом, на канатній тязі. Вибір способу організації роботи визначається кінематичним режимом переміщення робочого органу, геометричними параметрами конструкції робочих елементів барабана, кроком гвинтової лінії, частоти обертання барабану, фізичними властивостями сировини. Робочі швидкості виконання процесів знаходяться від 0,001 до 0,3 м/с [4, 8]. Змодельовати умови діючими енергозасобами: тракторами, самохідними установками без зміни в трансмісії неможливо. Для роботи на малих швидкостях трактор МТЗ-80 обладнюється ходозменшувачем, але часто таких змін недостатньо. Тому універсальність експериментальної установки передбачає дослідження різних за конструкцією бітерів і робочих органів роторно-фрезерного типу, що мають обидва вищеназваних організаційних способи переміщення сировини і забезпечує робочу швидкість від 0,05 м/с до 0,5 м/с.

Конструкція установки (рисунк 1, таблиця 1) складається з двох роз'ємних зварних бокових рам, розміром 1 x 1 м, між якими закріплена конструкція даху. З'єднання роз'ємне на стяжних шпильках.





Рис. 1 – Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження технічних засобів механізованих технологічних процесів компостування органічних відходів

Роторно-фрезерні барабани встановлюються в нижній частині в підшипникових вузлах. Діаметр базового розміру - 350 мм, що однаковий з параметрами барабанів подрібнюючого і розкидаючого, що встановлюються на розкидачу органічних добрив ПРТ – 10 (рисунок 1, а).

Принципова різниця від серійної конструкції в виконанні гвинтової навивки - висотою 50 мм, що направлена до центру осі симетрії барабану. Крок витків становить 350 мм і 250 мм. По гвинтовій лінії шнеку в межах одного витка рівномірно розподілені 8 робочих елементів, що різьбовими з'єднаннями прикріплені до гвинтової направляючої. Таким чином, відстань між слідами робочих елементів складає 43 або 31 мм. Висота між положеннями барабанів складає 400 мм, а зміщення вперед або назад від осі нижнього барабану  $\pm 300$  мм. Привід робочих органів виконується від електродвигуна, потужністю до 5 кВт з ланцюговим двухступінчатим редуктором. Зміна частоти обертання виконана за рахунок зміни приводних зірочок в межах 140-700 хв.

Конструкція має наземне базування (рисунок 1, б), а також встановлюється на місце установки бітерів ПРТ -10 (7) рисунок 1 а. Таке розташування дозволяє використовувати бітери при різних організаційних умовах господарювання і вибирати швидкісний режим переміщення робочих органів і різні подачі сировини на переробку. Положення установки при різних висотах дозволяє в широкому діапазоні вивчати розподіл і подрібнення часток, а також їх змішування. Таким чином, дозволяє порівнювати різні способи і інтенсивності дії на сировину. Висота і ширина конструкції – змінна: від 2 до 2,5 м. з можливістю розширення до 3 м. за рахунок додаткових з'ємних проставок. Можливо комбінації робочих органів різних по ширині, висоті установки, діаметру робочих органів.

Комбінація розташування і положення бітерів дозволяє ідентифікувати різні господарські умови:

- Переробку підстилкового гною: окремої скирди, бурту, складену вручну. При цьому установка встановлюється на окремі роліки-колішата, що розташовуються на направляючих. Тягова станція періодично підтягує установку до сировини зі швидкістю, що відповідає раціональному завантаженню бітерів, які при своєму обертанні формують бурт відповідної висоти і ширини. Швидкість переміщення від 5 до 300 м/год;

**Технічна характеристика експериментальної установки для дослідження технічних засобів**

Показники	Значення параметру	Примітки
<b>Базові параметри:</b>		
- висота, м	1,0 ÷ 1,5	Можливо до 2,0 м
- ширина, м	2,0 ÷ 2,5	Можливо до 3,0 м
Потужність електродвигуна приводу робочих органів, кВт	5,0	Можливо 10, 20, 30 кВт
Частота обертання роторів, с <sup>-1</sup>	140-700	
<b>Організація подачі сировини</b>		
<b>1 варіант</b>		
Тип організації подачі сировини на обробку (аераторний)	Переміщення робочого органу на тросовій тязі	
Тип редуктора	Ланцюговий, червячний	
Швидкість переміщення (робочий хід) м/год	5-300	
Потужність електродвигуна приводу, кВт	1,5	
<b>2 варіант</b>		
Тип організації подачі сировини (тип розкидача)	Мобільна подача сировини на робочий орган	
Привід ланцюгового транспортера подачі сировини	ВОМ трактора МТЗ-80	
Робочі швидкості, м/год	100-1000	
<b>Характеристика робочих органів:</b>		
<b>Двухбарабанний варіант</b>		
- діаметр нижнього барабану, мм	350	
- ширина, мм	2000	
- крок гвинтової лінії, мм	350	
- діаметр верхнього барабану, мм	350	
- крок гвинтової лінії, мм	250	
- міжцентрова відстань між барабанами, мм	400	
- горизонтальне зміщення осі верхнього по відношенню до нижнього	± 300	
<b>Однобарабанний варіант:</b>		
- діаметр барабану, мм	550	Можливо до 600
- ширина барабану, мм	250	
- кількість експериментальних барабанів, од	2	
Вага установки, кг	540	

- Формування бурту при переміщенні попередньо завантаженої органічної сировини в розкидач органічних добрив, що агрегується з трактором МТЗ-80. Причому сировина переміщується до заднього борту за допомогою ланцюгового транспортеру,

розташованого в причепі, до зон дії робочих бітерів. Бітери забезпечують різноярусну обробку та ефективність змішування. При необхідності якості подрібнення, змішування управляється зміною конструктивно-режимних параметрів в широкому діапазоні. Агрегат періодично переїжджає при досягненні необхідної висоти бурту, а також контролює навантаження при різних подачах. Режим відповідає роботі в тунелях, сховищах, відкритих майданчиках з незначними об'ємами органічних відходів.

Основні фактори, які прийняті для дослідження, що впливають на технічно-економічні показники: частота обертання бітерів, їх взаємне розташування, швидкість переміщення установки для раціонального вибору кінетичного режиму роботи, кількості робочих сегментів, крок розташування робочих елементів.

Конструкція установки дозволяє вивчати вплив конструктивно-режимних параметрів на форму надбітерного простору: полусфера, трапційдальна, трикутнікова, але потребує подальшого дослідження.

**Висновки.** Розроблена експериментальна установка для дослідження технічних засобів механізованих технологічних процесів компостування органічних відходів, яка дозволяє обґрунтувати режим роботи робочих органів і вибирати раціональні параметри при розробці технологічного регламентно-складних багатокомпонентних сумішей з необхідними якісними показниками.

#### Література:

1. Шевченко, І.А. Механіко–математична модель процесу розвантаження барабанного органу для змішування компостних матеріалів та механічної аерації / І.А. Шевченко, О.С. Ковязін, В.І. Харитонов // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві. Зб. наук. праць інституту механізації тваринництва УААН. – Запоріжжя: ІМТ УААН. – 2010. – Вип.1. (5,6). – с. 248–265.
2. Шевченко І.А. Результати експериментальних досліджень змішувача–аератора компостів / І.А. Шевченко, В.І. Харитонов, Е.В. Алієв // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві // Збірник наукових праць Інституту механізації тваринництва НААН України. – Вип. 2 (8). – Запоріжжя: ІМТ НААН, 2011 – с. 80–88
3. Шевченко І.А. Комплекс споруд для прискореного біотермічного компостування посліду і відходів від птахівницьких об'єктів ПАТ «Володимир–Волинська птахо-фабрика» / І.А. Шевченко, О.О. Ляшенко, Д.В. Клименко, О.І. Прокопчук // Збірник наукових праць Інституту механізації тваринництва НААН України. – Вип. 2 (8). – Запоріжжя: ІМТ НААН, 2011 – с. 4–15.
4. Павленко С.І. Новітні технічні засоби переробки органічних відходів / С.І. Павленко, О.О. Ляшенко, А.А. Поволоцький, Ю.А. Філоненко – Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка «Технічні системи і технології тваринництва». – Харків, 2013. – Вип. №132. – с. 193–200.
5. Павленко С.І. Обґрунтування технологічної схеми процесу компостування органічних відходів на відкритих майданчиках. – Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка «Технічні системи і технології тваринництва». – Харків, 2015. – Вип. №157. – С. 197–201.
6. ВНТП–АПК–09.06. Відомчі норми технологічного проектування. Системи видалення, обробки та використання гною (видання офіційне). – К.: Мінагрополітики України. 2006, – 89 с.
7. Технологія прискореного біотермічного компостування гною з органічними вологопоглинальними відходами АПК: Рекомендації // Ляшенко О.О., Мовсесов Г.Є. / Інститут механізації тваринництва УААН. – Запоріжжя: ІМТ УААН, 2007. – 32 с.
8. Павленко С.І. Аналіз і обґрунтування технічних процесів компостування сільськогосподарських органічних відходів тваринного походження / С.І. Павленко, О.О. Ля-

шенко, Д.М. Лисенко, В.І. Харитонов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. Вінниця: Видавництво ВНАУ, 2011. – Вип. 9 – с. 94–104.

### Summary

**Pavlenko S.I.** Development of experimental installation for research of technical means of mechanized technological processes of composition of organic waste

*Mechanized composting of organic waste involves a variety of mechanical processes, mixing, crushing of raw materials, and its refining for biological processes. The development of the design of a universal installation for the study of mechanical processes during composting serves to solve this problem. The purpose of the work is to develop a plant that meets the requirements of the technological regulations for the mechanized preparation of compost with a wide technical capability for the study of constructive-mode parameters. The versatility of the experimental installation involves the study of various design of the beaters and working bodies of the rotary-milling type, having both of the above-mentioned organizational methods, moving the raw material and providing a working speed from 0.05 m / s to 0.5 m / s. To provide technical requirements, the elements of the frame design: sidewalls, roofs are made of slippery and joined with pulling pins. The height and width vary within 1 m. The working bodies - bits (drums) have an appropriate width of capture of 2.0 and 2.5 m and diameters from 350 mm to 550 (600 mm). The beaters can be installed in single or double versions with a change of departure relative to the axis by  $\pm 300$  mm. The step of the screw line varies from 250 to 350 mm. The drive of the working bodies from an electric motor, 5 kW power with a two-stage chain drive. It is planned to install an electric drive of 10 and 20 kW. The frequency of rotation of the body varies with variable stars from 140 to 700 min<sup>-1</sup>. The design of the installation allows us to study the influence of the structural-mode parameters on the form of the extra-space space: the semicircle, trapezoidal, triangle. Technologically, this installation allows you to customize and simulate complex multicomponent mixtures and process parameters in a wide range of technical and economic indicators and physical and mechanical properties. As a result, an experimental installation for the study of technical means of mechanized technological processes of composting of organic waste has been developed, which allows to substantiate the operating mode of the working bodies and to select rational parameters in the development of technological regulation-complex multicomponent mixtures with the necessary qualitative indicators.*

**Keywords:** experimental installation, composting, organic waste, universal, research

### References

1. Shevchenko, I.A. Mehaniko–matematychna model' procesu rozvantazhennja barabannogo organu dlja zmishuvannja kompostnyh materialiv ta mehanichnoi' aeracii' / I.A. Shevchenko, O.S. Kovjazin, V.I. Harytonov // Mehanizacija, ekologizacija ta konvertacija biosyrovyny u tvarynnyctvi. Zb. nauk. prac' instytutu mehanizacii' tvarynnyctva UAAN. – Zaporizhzhja: IMT UAAN. – 2010. – Vyp.1. (5,6). – s. 248–265.
2. Shevchenko I.A. Rezul'taty eksperymental'nyh doslidzhen' zmishuvacha–aeratora kompostiv / I.A. Shevchenko, V.I. Harytonov, E.V. Alijev // Mehanizacija, ekologizacija ta konvertacija biosyrovyny u tvarynnyctvi // Zbirnyk naukovykh prac' Instytutu mehanizacii' tvarynnyctva NAAN Ukrainy. – Vyp. 2 (8). – Zaporizhzhja: IMT NAAN, 2011 – s. 80–88
3. Shevchenko I.A. Kompleks sporud dlja pryskorenogo biotermichnogo kompostuvannja poslidu i vidhodiv vid ptahivnyc'kyh ob'ektiv PAT «Volodymyr–Volyns'ka ptahofabryka» / I.A. Shevchenko, O.O. Ljashenko, D.V. Klymenko, O.I. Prokopchuk // Zbirnyk

- naukovyh prac' Instytutu mehanizacii' tvarynnnytva NAAN Ukraï'ny. – Vyp. 2 (8). – Zaporizhzhja: IMT NAAN, 2011 – s. 4–15.
4. Pavlenko S.I. Novitni tehnicni zasoby pererobky organichnyh vidhodiv / S.I. Pavlenko, O.O. Ljashenko, A.A. Povoloc'kyj, Ju.A. Filonenko – Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka «Tehnicni systemy i tehnologii' tvarynnnytva». – Harkiv, 2013. – Vyp. №132. – s. 193–200.
  5. Pavlenko S.I. Obg'runtuvannja tehnologichnoi' shemy procesu kompostuvannja organichnyh vidhodiv na vidkrytyh majdanchyках. – Visnyk HNTUSG im. P. Vasylenka «Tehnicni systemy i tehnologii' tvarynnnytva». – Harkiv, 2015. – Vyp. №157. – s. 197–201.
  6. VNTP–APK–09.06. Vidomchi normy tehnologichnogo proektuvannja. Systemy vydalennja, obrobky ta vykorystannja gnoju (vydannja oficijne). – K.: Minagropolityky Ukraï'ny. 2006, – 89 s.
  7. Tehnologija pryskorenogo biotermichnogo kompostuvannja gnoju z organichnymy vologo poglynal'nymy vidhodamy APK: Rekomendacii' // Ljashenko O.O., Movsesov G.Je. / Instytut mehanizacii' tvarynnnytva UAAN. – Zaporizhzhja: IMT UAAN, 2007. – 32 s.
  8. Pavlenko S.I. Analiz i obg'runtuvannja tehnicnyh procesiv kompostuvannja sil's'kogospodars'kyh organichnyh vidhodiv tvarynnnogo pohodzhennja / S.I. Pavlenko, O.O. Ljashenko, D.M. Lysenko, V.I. Harytonov // Zbirnyk naukovykh prac' Vinnyč'kogo nacional'nogo agrarnogo universytetu. Serija: Tehnicni nauky. Vinnyčja: Vydavnytvo VNAU, 2011. – Vyp. 9 – s. 94–104.

Троханяк В.І.<sup>1</sup>,  
Антипов Є.О.<sup>1</sup>,  
Богдан Ю.О.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Національний університет  
біоресурсів і природокористування  
України,

м. Київ, Україна,  
E-mail: trohaniak.v@gmail.com

<sup>2</sup>Херсонська державна  
морська академія,  
м. Херсон, Україна

**РОЗРОБКА ТА ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ  
ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ НОВОЇ  
КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ СИСТЕМ ПІДТРИМАННЯ  
МІКРОКЛІМАТУ У ПТАШНИКАХ**

УДК 536.24

*В роботі представлено розробку кожухотрубного теплообмінного апарата нової конструкції для систем підтримання мікроклімату у пташника. Проведено чисельне моделювання процесів тепло- масообміну в теплообміннику використовуючи сучасний програмний продукт ANSYS Fluent. Отримано розподіл швидкостей, тисків і температур в каналах теплообмінника.*

**Ключові слова:** Теплообмінний апарат, чисельне моделювання, тепло- масообмін, пучок труб, міжтрубні канали.

**Актуальність проблеми.** Тепловий режим пташників є одним із вирішальних факторів, які визначають продуктивність цієї галузі тваринництва. Утримання птиці в холодних, вологих приміщеннях з незадовільною вентиляцією призводить до зменшення приросту її ваги на 20–30%, зниження несучості на 30–35% та підвищення захворюваності молодняку в 2–3 рази, а також перевитрат кормів та перевищення строків вирощування, встановлених зоотехнічними нормами. Тепловий режим пташника встановлюється в результаті теплообмінних процесів, що протікають як всередині приміщення, так і через його зовнішнє огороження. Він формується під впливом системи опалення та вентиляції залежно від метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплотехнічних характеристик будівельних конструкцій.

Підвищення продуктивності птахофабрик пов'язане з необхідністю створення оптимального мікроклімату в приміщеннях пташників. При цьому важливою задачею стає пошук нових підходів і принципів для вирішення проблеми охолодження та нагрівання припливного повітря птахівничих приміщень у літній і зимовий період. Ця проблема є особливо важливою у зв'язку зі зниженням продуктивності роботи птахоферм, що зумовлено недосконалістю існуючих систем мікроклімату в літній період за наявності високої температури та вологості зовнішнього повітря. Слід зазначити, що існуючі системи енергопостачання пташників потребують великих витрат енергоресурсів та коштів для забезпечення мікроклімату в птахівничих приміщеннях. Тому необхідною передумовою заощадження ресурсів у цій галузі стає проведення нових досліджень з удосконалення систем мікроклімату на птахофермах.

Дана стаття є продовженням вдосконалення систем підтримання мікроклімату у пташниках [1 – 4] і ціллю є розробка та чисельне моделювання кожухотрубного теплообмінника нової конструкції, як елемента системи вентиляції.

**Аналіз останніх публікацій по даній проблемі.** У працях [1 – 4], на основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень, запропоновано та розроблено нову електротехнічну систему підтримання мікроклімату в пташнику, яка базується на використанні води підземних свердловин із застосуванням теплообмінників-рекуператорів для охолодження та нагрівання припливного повітря в літній і зимовий періоди року.

Найпоширенішими конструкціями теплообмінників, які переважно використовуються в теплообмінному устаткуванні, є рекуперативні апарати. За своїми конструктивними відмінностями рекуперативні теплообмінники розділяються на кожухотрубні та пластинчасті. Кожна з цих конструкцій має свої переваги та недоліки залежно від умов експлуатації, гідродинамічних та температурних режимів роботи. Для енергозберігаючих вентиляційних систем більш ефективними є теплообмінники кожухотрубного типу.

При розробці нових типів конструкцій теплообмінних апаратів (ТА) важливу роль відіграють такі фактори, як їх масогабаритні характеристики, ефективність теплопереносу через поверхню, що розділяє теплоносії, втрати тиску в трактах для кожного з теплоносіїв та інші параметри, які характеризують теплообмінний апарат [5]. Крім оцінки вказаних факторів, використовують, наприклад, такий параметр як теплогідравлічна ефективність [6-9], що характеризує теплову продуктивність теплообмінника віднесено до одиниці потужності, необхідної для прокачування теплоносія в тракці теплообмінника.

У роботі розглядаються теплообмінники кожухотрубного типу, які мають нову конструкцію, що відрізняється від традиційних [10-12].

**Методичний підхід до проведення досліджень.** Розглянемо кожухотрубний теплообмінник із кожухом прямокутного перерізу при поперечному обтіканні пучків труб. Геометрія розташування труб з діаметром  $d=10$  мм є своєрідною, що відрізняється від традиційних шахових, коридорних та компактних пучків. Сусідні труби в таких тісних пучках зміщені одна відносно другої на відстань 1 мм. Причому розглянуто три типи конструкції пучка, в яких є зміщення труб у поперечному напрямку по всій довжині трубного пучка на 10 мм, 12 мм і 15 мм (див рис. 1, а, б, в).

Так як застосоване зміщення цілого ряду на різну відстань, кількість рядів трубок змінюється (див. табл. 1). Кількість трубок в одному ряду, діаметром 10 мм, міститься 102 шт, що складаються із 2 колекторів. Висота труб 1 м.

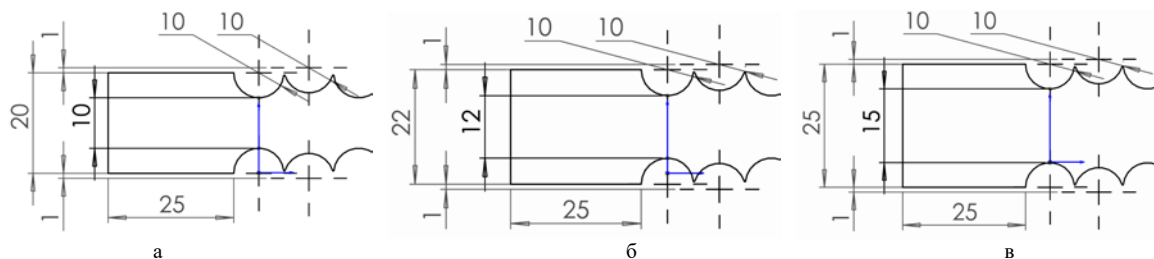


Рис. 1 – Розташування компактного пучка труб (вигляд зверху):  
а – зміщення труб на 10 мм, б – зміщення труб на 12 мм, в – зміщення труб на 15 мм.

Таблиця 1

Геометричні показники теплообмінних апаратів нової конструкції

Ширина ТА, мм	Ширина міжтрубного проходу, мм	Кількість труб в 1 колекторі, шт	Кількість колекторів, шт	Кількість рядів труб, шт
2640	10	51	2	132
2640	12	51	2	120
2650	15	51	2	106

Проведено чисельне моделювання гідродинамічних процесів та процесів переносу теплоти в каналах із компактим розміщенням пучків труб. Для цього використано метод CFD моделювання і застосовано програмний комплекс ANSYS Fluent. В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса, рівняння збереження енергії для конвективних течій та рівняння нерозривності. У розрахунках застосовано стандартну k-ε модель турбулентності.



Усі розрахунки виконано при масовій витраті повітря  $86392 \text{ м}^3/\text{год}$ . Як теплоносії вибрано повітря з температурою  $+40^\circ\text{C}$  на вході, яке протікає в каналах для охолодження зовнішнього нагрітого повітря у пташнику в літній період року, де як охолоджувач використовується вода підземних свердловин. В сою чергу холодна вода, що рухається всередині труб, яка має температуру на вході  $+10^\circ\text{C}$ . Схема руху теплоносіїв має перехресний характер.

**Побудова сітки методом кінцевих елементів.** При чисельному розрахунку задач гідродинаміки і тепло- масопереносу використовується метод кінцевих елементів (МКЕ). Суть методу полягає в наближеному вирішенні варіаційної задачі. Для формулювання цього завдання використовуємо поняття функціоналу. Оператор  $I[f(x)]$  називається функціоналом, який заданий на деякій множині функцій, якщо для кожної функції  $f(x)$  ставиться у відповідність певне числове значення  $I[f(x)]$  [13].

Побудова сітки проводилася в сіткогенераторі ANSYS Meshing на базі платформи Workbench. При побудові сітки для теплообмінного апарата усіх конструкцій використано локальне управління сіткою. Побудова чотирикутної сітки з використанням побудови межового шару методом загальної товщини (Total Thickness), товщиною першого шару  $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$  при кількості 6 шарів (див. рис. 2). Показник якості сітки Orthogonal Quality [14, 15] для усіх типів теплообмінників змінювалась і знаходиться в межах від 0,599 до 0,625. Мінімальний розмір елемента становив  $5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ . Кількість елементів і вузлів та якість сітки представлено в таблиці 2.

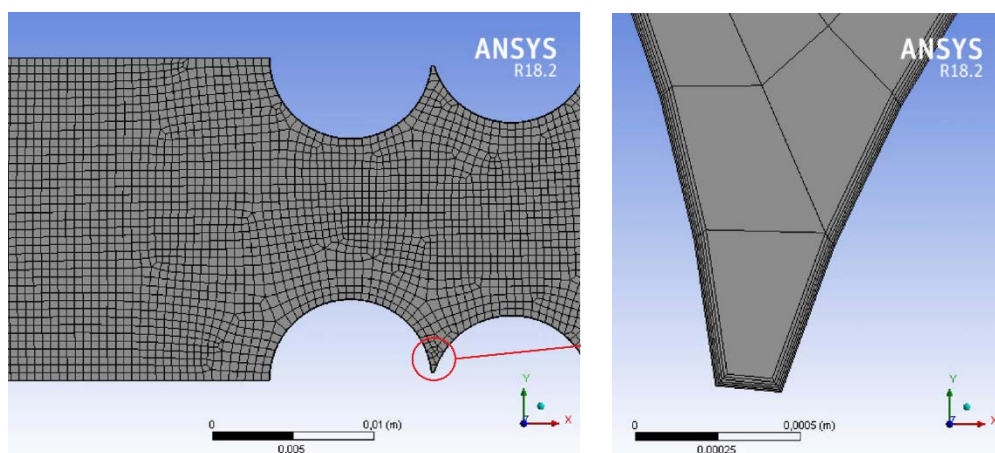


Рис. 2 – Побудова чотирикутної сітки МКЕ з межовим шаром та шириною міжтрубного проходу 10 мм

Таблиця 2

Показники побудови сітки МКЕ теплообмінних апаратів нової конструкції

Ширина міжтрубного проходу, мм	Кількість елементів, шт	Кількість вузлів, шт	Показник якості сітки (Orthogonal Quality)
10	99043	102313	0,625
12	107601	110875	0,613
15	121934	125214	0,599

**Результати досліджень чисельного моделювання.** Результати чисельних розрахунків подано на рисунках 3–6. На рис. 3–5 показано зміну різних теплофізичних параметрів теплообмінного апарата різної конструкції. Зверху зображено ТА зі зміщенням трубок на 15 мм, посередині на 12 мм і відповідно знизу на 10 мм. На рис. 3 наведено



розподіл температурного поля в каналах теплообмінника. Як видно з рисунка температура теплоносія падає при наближенні до виходу з теплообмінника. Якщо на вході в теплообмінник вона становила  $+40^{\circ}\text{C}$ , то на виході її усереднене значення для трьох типів ТА коливається від  $+23$  до  $+27^{\circ}\text{C}$ . Більш детально по зміні теплофізичних параметрів теплоносія для різних типів конструкцій теплообмінника-рекуператора показано в таблиці 3.

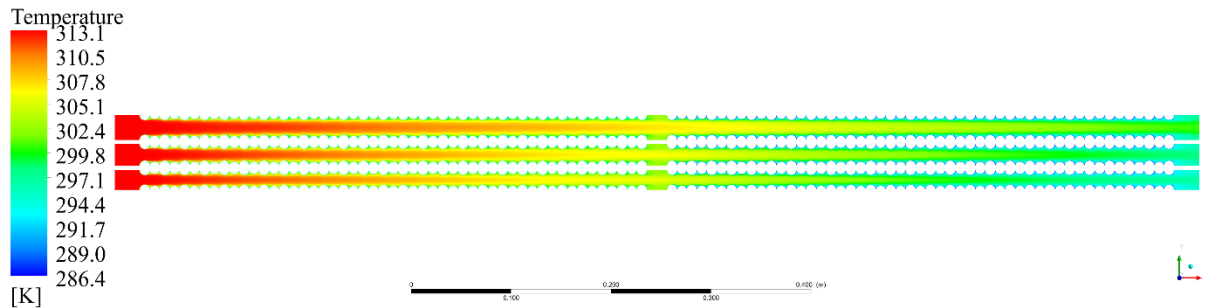


Рис. 3 – Температурне поле теплоносія для різних типів конструкцій ТА

На рис. 4 наведено розподіл поля тиску в каналах досліджуваних конструкцій теплообмінників. З отриманих розподілів тиску витікає, що загальне падіння тиску становить близько 930 Па для конструкції зі зміщенням на 10 мм. Для інших двох падіння тиску дещо менше.

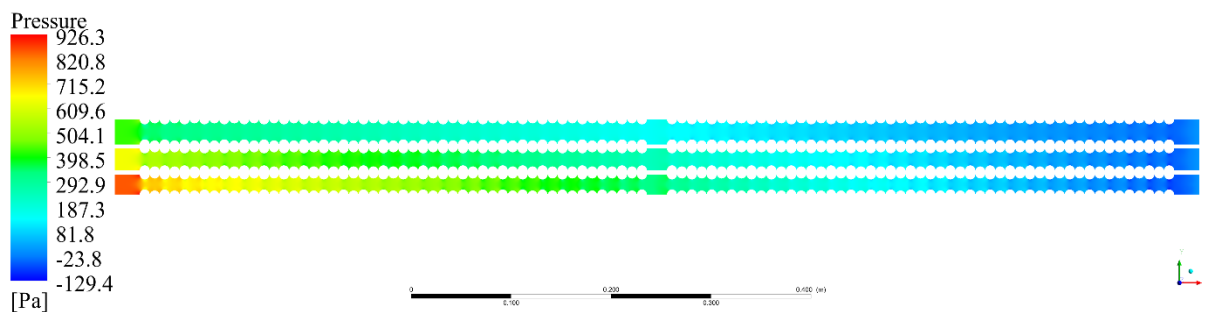


Рис. 4 – Перепад тиску теплоносія для різних типів конструкцій ТА

На рис. 5 наведено поле швидкостей у каналах теплообмінників. Аналіз отриманого поля швидкостей показує, що максимальні значення швидкості потоку спостерігаються в найбільш вузьких каналах теплообмінника.

В окремих точках каналу швидкість повітря досягає до 19,5 м/с, а середня швидкість повітря у найвужчому поперечному перерізі каналу, при зміщенні на 10 мм, становить близько 18 м/с (рис. 5).

На ділянках каналу, що розділяє дві секції трубного пучка, мають місце застійні зони за останньою трубою кожного пучка. Крім того, такі зони спостерігаються на ділянках криволінійного каналу для окремих елементів трубного пучка.

На рис. 6, б також показано розподіл векторів швидкості в окремому елементі пучка труб. У верхній точці труби відбувається відрив межового шару, а на стику сусідніх труб є застійні зони.

В цих зонах спостерігаються два відривних вихори, в яких швидкість потоку суттєво менша, ніж в основному потоці. Крім того, на рис. 6 а показано лінії току швидкості для виділеної ділянки каналу.

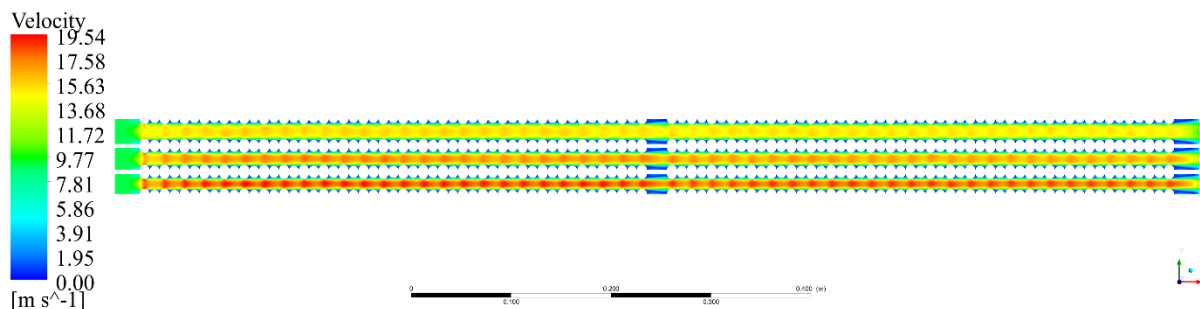


Рис. 5 – Швидкість теплоносія в каналах ТА для різних типів конструкцій

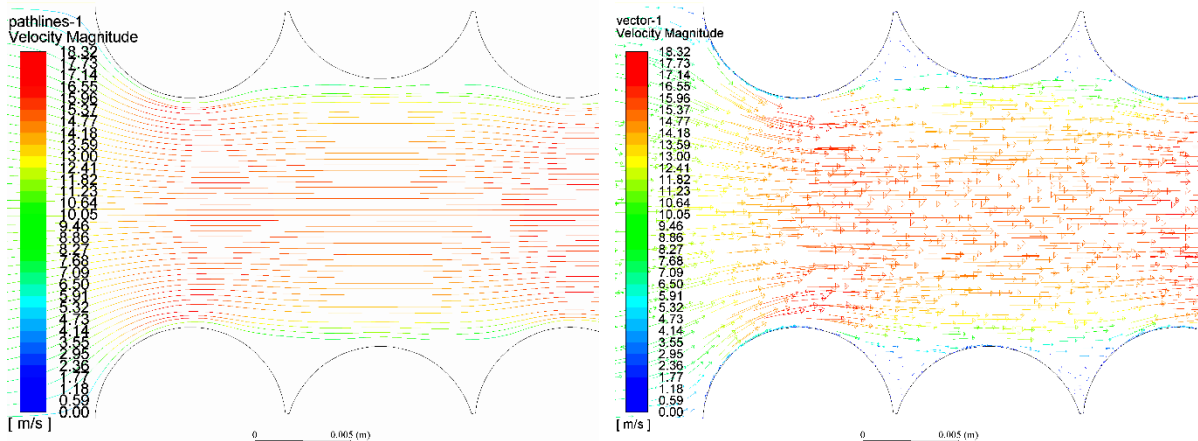


Рис. 6 – Швидкість теплоносія в каналі ТА при зміщенні на 12 мм:  
а – лінії току; б – вектор швидкості

Таблиця 3

Геометричні та усереднені теплофізичні показники теплообмінних апаратів нової конструкції

Ширина міжтрубного проходу, мм	Тиск на вході, Па	Тиск на виході, Па	Температура повітря на виході, °C	Температура води на виході, °C	Кількість трубок в ТА, шт
10	902	52	22,75	26,70	6732
12	685	53	23,90	25,03	6120
15	472	48	25,81	22,82	5406

Під час проектування та виготовлення ТА для систем підтримання мікроклімату в пташниках необхідно враховувати безліч параметрів, а саме перепад тисків в каналах теплообмінників, що впливає на потужність та продуктивність вентиляційних установок; вихідна температура з ТА яка заходитиме в пташник, що і є власне охолодження внутрішнього повітря пташника; та ін. Враховуючи всі аспекти техніко-економічного аналізу, пропонується обрати ТА зі зміщенням на 12 мм.

Комп'ютерне моделювання дає можливість проаналізувати умови гідродинамічної течії і теплопереносу в досліджуваних каналах. Перепад тиску сягає до 700 Па, вихідна температура до +24 °C, що повністю відповідає нормам технічного проектування [16]. Однак, як і в кожній системі є свій недолік, а це фінансові затрати на закупівлю та порізку труб, зварювання ТА.

З таблиці 3 видно, що для виготовлення такого ТА необхідно 6120 м труби. Такі затрати себе оправдовують за рахунок збільшення маси птиці в літній період року та зменшення використання газу у зимовий період року.

### Висновки:

1. Запропоновано та розроблено нову конструкцію кожухотрубного теплообмінного апарата з компактним розташуванням труб у трубних пучках.
2. Проведено комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в пучках труб різної геометрії при компактному розміщенні труб з використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Отримано поля швидкостей, температур, тисків у досліджуваних каналах. Проаналізовано умови гідродинамічної течії в каналах та проведено оцінки інтенсивності теплопереносу між гарячим та холодним теплоносієм через стінку, що їх розділяє.
3. Визначено наєфективніші поверхні теплообміну та показано перспективність застосування пропонованих конструкцій пучків труб при конструюванні теплообмінників різного призначення.

### Література:

1. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу при вентиляції повітря в птахівничих приміщеннях: [електронний ресурс] // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Режим доступу до ресурса: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf5t1/24.pdf>.
2. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Математичне моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну в охолоджувачах повітря птахівничих приміщень // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». 2013. Вип. 184, Ч. 2. С. 101–110.
3. Горобець В. Г., Троханяк В. И. Компьютерное математическое моделирование процессов тепло- и массопереноса при вентиляции воздуха в птицеводческих помещениях // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института электрификации сельского хозяйства. 2015. № 4 (20). С. 85–90.
4. Горобець В. Г. Троханяк В. І., Богдан Ю. О. Експериментальне дослідження охолодження припливного повітря у птахівничих приміщеннях // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». 2015. Вип. 224. С. 204–208.
5. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках – М.: Наука, 1982. – 472 с.
6. Горобець В.Г. Теплогідрравлічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та оребренням // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – 2010. – № 148. – С. 46–56.
7. Халатов А.А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностями генераторами вихрей / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, И.И. Борисов // Доклады НАН Украины. – К.: – 2007. – №6 – С. 70–75.
8. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Моделювання процесів переносу та теплогідрравлічна ефективність кожухотрубного теплообмінника з компактним розташуванням пучків труб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». 2014. Вип. 194, Ч. 2. С. 147–155.
9. Троханяк В. И., Богдан Ю. А. Оценка теплогидравлической эффективности кожухотрубного теплообменного аппарата с компактным размещением труб в пучках на основе компьютерного численного моделирования процессов тепломассопереноса: [электронный ресурс] // APRIORI. Серія «Естественные и технические науки». 2015. № 6. Режим доступа к ресурсу: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trohanyak-Bogdan2.pdf>.

10. Троханяк В. І. Визначення коефіцієнта тепловіддачі при чисельному моделюванні трубного пучка // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Вип. 15, Т. 2. С. 332–337.
11. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Експериментальне дослідження теплообмінного апарата нової конструкції: [електронний ресурс] // Енергетика і автоматика. 2015. Режим доступу до ресурса: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.
12. В. Г. Горобець, Ю. О. Богдан, В. І. Троханяк. Теплообмінне обладнання для когенерацийних установок – К.: «ЦП «Компринт», 2017. – 203 с.
13. Г.Н. Дульнев и др. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена – М: Высш. шк., 1990. – 207 с.
14. Троханяк В. І. Побудова сітки ANSYS Meshing для CFD моделей методом кінцевих елементів // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». Вип. 209, Ч. 2. С. 244–249.
15. Троханяк В. І., Богдан Ю. О. Застосування методу кінцевих елементів при побудові сітки в Ansys Meshing для CFD моделей // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія «Технічні науки» 2015. Вип. 30, Т. 2. С. 181–189.
16. Нормы технологического проектирования птицеводческих предприятий. НТП–АПК 1.10.05.001–01(взамен РНТП 4–93). – [Дата введения 2002–01–03]. – Одобрены НТС Минсельхоза России (протокол от 03.08.01 № 23).

## Summary

**Trokhaniak V.I., Antipov I.O., Bohdan Yu.O.** Development and numerical simulation of new design heat exchange equipment for microclimate maintenance systems in poultry houses

*This article is a continuation of improvement of microclimate maintenance systems in poultry houses and the goal is to develop and numerical modeling of the shell and tube heat exchanger of a new design as an element of the ventilation system.*

*In the development of new types of designs of heat-exchange units, factors such as their mass-overall characteristics, the efficiency of heat transfer through the surface separating the heat-carrier, the loss of pressure in the tract for each of the heat-carrier and other parameters characterizing the heat-exchange apparatus play an important role.*

*The paper deals with the shell-tube heat exchanger with a rectangular cross-section case with a cross-sectional flow of pipe beams. The geometry of the pipes with diameters  $d = 10$  mm is peculiar, which differs from the traditional chess, corridor and compact beams. Neighboring pipes in such close beams are displaced one relative to the other at a distance of 1 mm. Moreover, we consider three types of beam construction, in which there is a displacement of pipes in a transverse direction along the entire length of the tube beam at 10 mm, 12 mm and 15 mm. Since the displacement of a series of different distances is applied, the number of rows of tubes varies. The number of tubes in one row, 10 mm in diameter, contains 102 pcs, consisting of 2 collectors. Height of pipes is 1 m.*

*In the numerical calculation of the problems of hydrodynamics and heat-mass transfer, the method of finite elements is used. Construction of the grid was carried out in a grid generator ANSYS Meshing on the basis of the Workbench platform. When constructing a grid for a heat-exchange apparatus of all structures, local grid control is used. The quality of the Orthogonal Quality grid for all types of heat exchangers varies from 0,599 to 0,625.*

*The computer mathematical modeling of heat and mass transfer processes in bundles of pipes of different geometries at compact placement of pipes using the software ANSYS Fluent*

*is carried out. The basis of the mathematical model is the Navier-Stokes equation, the energy conservation equation for convective currents and the continuity equation. In the calculations a standard  $k-\varepsilon$  turbulence model was used. The fields of velocities, temperatures, and pressure in the studied channels are obtained. The conditions of the hydrodynamic flow in the channels were analyzed and estimates of the heat transfer intensity between the hot and cold coolant through the wall separating them. The effective heat transfer surfaces are determined and the promise of application of the proposed designs of the beams of pipes in the design of heat exchangers of various applications is shown.*

**Keywords:** Heat exchanger, numerical simulation, heat-mass transfer, tube bundle, inter-pipe channels

## References

1. Horobets V. H., Trokhaniak V. I. Kompiuterne matematychnе modeliuвання protsesiv teplo– i masoperenosu pry ventyliatsii povitria v ptakhivnychkyh prymishchenniakh: [elektronnyi resurs] // Naukovyi visnyk Tavriiskoho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. 2015. Rezhym dostupu do resursu: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdata/pdf5t1/24.pdf>.
2. Horobets V. H., Trokhaniak V. I. Matematychnе modeliuвання protsesiv hidrodynamiky i teploobminu v okholodzhuvachakh povitria ptakhivnychkyh prymishchen // Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriiia «Tekhnika ta enerhetyka APK». 2013. Vyp. 184, Ch. 2. s. 101–110.
3. Horobets V. H., Trokhaniak V. Y. Kompiuternoe matematycheskoe modelyrovanye protsessov teplo– y massoperenosa pry ventyliatsyy vozdukha v ptytsevodcheskykh pomeshcheniyakh // Vestnyk Vserossyiskoho nauchno–ysslodovatelskoho ynstytuta ælektryfikatsyy selskoho khoziaistva. 2015. № 4 (20). s. 85–90.
4. Horobets V. H. Trokhaniak V. I., Bohdan Yu. O. Eksperymentalne doslidzhennia okholodzhennia pryplyvnoho povitria u ptakhivnychkyh prymishchenniakh // Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriiia «Tekhnika ta enerhetyka APK». 2015. Vyp. 224. s. 204–208.
5. Zhukauskas A.A. Konvektyvnui perenos v teploobmennyykakh – M.: Nauka, 1982. – 472 s.
6. Horobets V.H. Teplohidravlichna efektyvnist poverkhon z intensyfikatoramy teploobminu ta orebrenniam // Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriiia «Tekhnika ta enerhetyka APK». – 2010. – № 148. – s. 46–56.
7. Khalatov A.A. Analohyia perenosa teploti y kolychestva dvyzheniya v kanalakhs s poverkhnostiamy heneratoramy vykhrei / A.A. Khalatov, V.N. Onyshchenko, Y.Y. Borysov // Dokladu NAN Ukraynu. – K.: – 2007. – №6 – s. 70–75.
8. Horobets V. H., Trokhaniak V. I. Modeliuвання protsesiv perenosu ta teplohidravlichna efektyvnist kozhukhotrubnoho teploobminnyka z kompaktnym roztashuvanniam puchkiv trub // Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriiia «Tekhnika ta enerhetyka APK». 2014. Vyp. 194, Ch. 2. s. 147–155.
9. Trokhaniak V. Y., Bohdan Yu. A. Otsenka teplohydravlycheskoi efektyvnosti kozhukhotrubnoho teploobmennogo apparata s kompaktnum razmeshchenyem trub v puchkakh na osnove kompiuternoho chyslennoho modelyrovannia protsessov teplo-massoperenosa: [elektronnyi resurs] // APRIORI. Seryia «Estestvennye y tekhnicheskyye nauky». 2015. № 6. Rezhym dostupa k resursu: <http://apriori-journal.ru/seria2/6-2015/Trohanyak-Bogdan2.pdf>.
10. Trokhaniak V. I. Vyznachennia koefitsiienta teploviddachi pry chyselnomu modeliuванні trubnoho puchka // Pratsi Tavriiskoho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. 2015. Vyp. 15, T. 2. s. 332–337.

11. Horobets V. H., Trokhaniak V. I. Eksperymentalne doslidzhennia teploobminnoho aparata novoi konstruktsii: [elektronnyi resurs] // Enerhetyka i avtomatyka. 2015. Rezhym dostupu do resursu: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/viewFile/5247/5160>.
12. V. H. Horobets, Yu. O. Bohdan, V. I. Trokhaniak. Teploobminne obladnannia dlia kohen-eratsiinykh ustanovok – K.: «TsP «Komprynt», 2017. – 203 s.
13. H.N. Dulnev. y dr. Prymenenye EVM dlia resheniya zadach teploobmena – M: Vissh. shk., 1990. – 207 s.
14. Trokhaniak V. I. Pobudova sitky ANSYS Meshing dlia CFD modelei metodom kintsevykh elementiv // Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriiia «Tekhnika ta enerhetyka APK». Vyp. 209, Ch. 2. s. 244–249.
15. Trokhaniak V. I., Bohdan Yu. O. Zastosuvannia metodu kintsevykh elementiv pry pobu-dovi sitky v Ansys Meshing dlia CFD modelei // Visnyk Pryazovskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu. Seriiia «Tekhnichni nauky» 2015. Vyp. 30, T. 2. s. 181–189.
16. Normi tekhnolohycheskoho proektyrovanyia pytsevodcheskykh predpriiatyi. NTP–APK 1.10.05.001–01(vzamen RNTP 4–93). – [Data vvedenyia 2002–01–03]. – Odobrenu NTS Mynselkhoza Rossyy (protokol ot 03.08.01 № 23).

Попович П.В.,  
Шевчук О.С.,  
Цьонь О.П.,  
Марценко Н.С.

Тернопільський національний  
технічний університет  
імені Івана Пулюя,  
м. Тернопіль, Україна,  
E-mail: oksana\_shevchuk84@ukr.net

**ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ БЕЗПЕКИ ДІЛЯНКИ  
ВУЛИЧНО-ДОРОЖНОЇ МЕРЕЖІ М. ТЕРНОПОЛЯ  
ТЕХНІЧНО-ОРГАНІЗАЦІЙНИМИ ШЛЯХАМИ**

УДК 658.7

*Експериментальним шляхом досліджено проблематику з позиції безпеки ділянки вулично-дорожньої мережі м. Тернополя на перетині пр. Злуки з вул. 15 квітня, встановлено недоліки та обґрунтовано пропозиції щодо забезпечення підвищення рівня безпеки та ефективності організації дорожнього руху технічно-організаційними шляхами.*

**Ключові слова:** безпека дорожнього руху, автомобільні дороги, технічні засоби організації руху, конфліктні точки, ДТП.

**Актуальність проблеми.** Сучасні вимоги з підвищення безпеки дорожнього руху на автомобільних дорогах України, включаючи міста, згідно цільових програм України з підвищення рівня безпеки дорожнього руху, не в повній мірі враховують зміни, що сталися за 2016-2018 рр. у транспортно-дорожньому комплексі: нова класифікація доріг, перерозподіл транспортних потоків мережею автомобільних доріг загального користування, суттєве зростання обсягу транзитних перевезень вантажів і пасажирів, розвиток міжнародних транспортних коридорів і, відповідно, сервісної інфраструктури вздовж них, новий за якісними і кількісними показниками склад транспортних потоків, ін.

Відповідно Транспортної стратегії України на період до 2020 року [6], проекту Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року [5], вимог чинного законодавства, організацію автомобільних перевезень з позиції безпеки дорожнього руху необхідно забезпечувати як системну технологію з врахуванням учасників, у тому числі з особливими потребами, дорожнього руху при записі функції її реалізації організаційно – технічною роботою адитивно з оснащенням ВДМ. Система організації дорожнього руху як винятково організаційно – технічна діяльність з організації дорожнього руху (оснащення доріг засобами регулювання руху, ін.) не є раціональною з позиції забезпечення адекватності параметрів всіх компонентів багатофакторної автомобільної транспортної системи.

На даний час автомобільна транспортна система України налічує більше 9,2 млн. транспортних засобів (1-4), автомобільний транспорт є структурною складовою міст і забезпечує зростаючі обсяги перевезень пасажирів та вантажів. Щороку рівень автомобілізації динамічно зростає, що призводить до погіршення показників безпеки, підвищується складність вирішення завдань з підвищення безпечності вулично-дорожніх мереж. Класично, проблематикою є: ДТП, затори, мала кількість паркомісць, підвищені вібрації і шумність, ін. що впливає на соціально-культурне життя населення міст, величину транспортних витрат, економічний ріст та розвиток транспортних мереж [7, 8]. Вирішення вказаних проблем ускладнюється, у «старих містах», де інфраструктура тривалий час сформована та не може відповідати сучасним вимогам. Очевидно, організація дорожнього руху у таких випадках вимагає ефективних рішень.

**Постановка проблеми.** З множини існуючих методів вдосконалення транспортних мереж середніх міст при обґрунтуванні раціонального методу, в досліджуваному місті послуговуються показниками економічної доцільності - бюджетом, який на сьогодні обмежений. У даному дослідженні експериментальним шляхом встановлено показники



безпеки дорожнього руху [1-4] на перехресті проспект Злуки – вул. 15 квітня м. Тернополя. Проспект Злуки є магістральною вулицею загальноміського значення, яка поєднує мікрорайони з магістральними дорогами районного значення, причому вулиця 15 квітня є дорогою регіонального значення.

**Результати досліджень.** Фотографії досліджуваного об'єкту приведено на рис. 1.

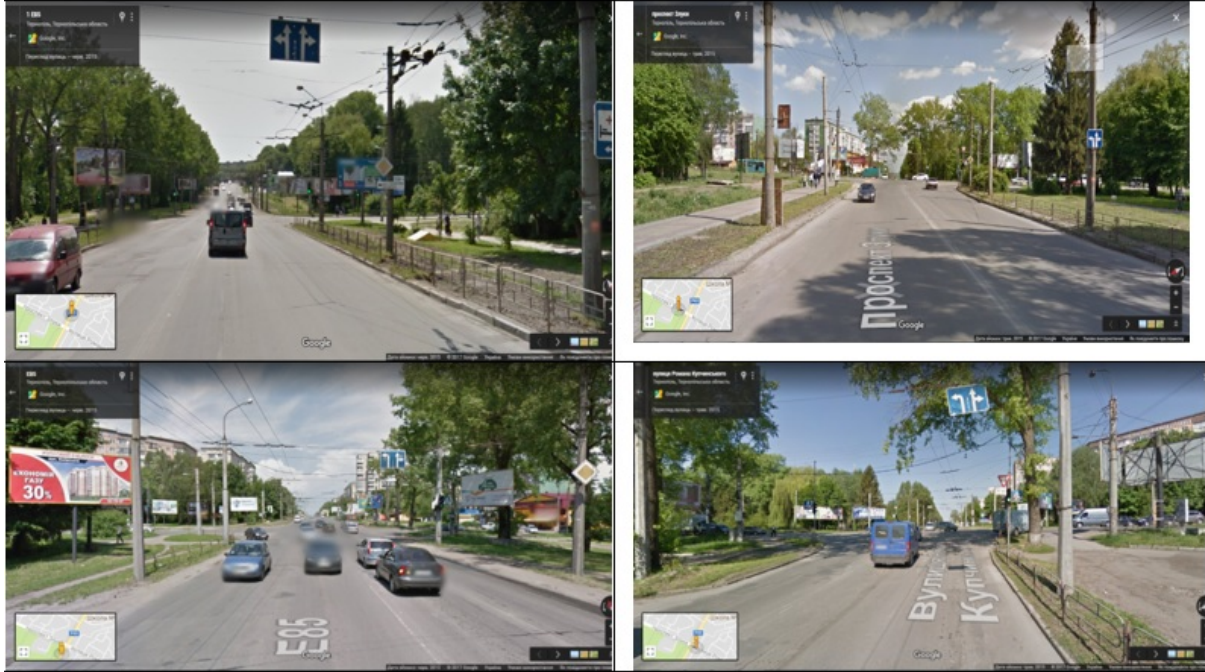


Рис.1 – Досліджуване перехрестя:

а) досліджуване перехрестя вул. 15 квітня (напрямок 1); б) перехрестя вул. 15 квітня (напрямок 2);  
в) перехрестя проспект Злуки (напрямок 3); г) перехрестя вул. Романа Купчинського (Напрямок 4)

На вказаному перетині доріг рух дозволений у всіх напрямках, відповідно до знаків (див. рис. 1). У напрямку Злуки заборонений рух вантажних автомобілів. Головний напрям на перехресті є по вул. 15 квітня (Р43). На вході напрямку по вул. Романа Купчинського є три смуги руху (дві до перехрестя, і одна від), у решти напрямів по 4 смуги руху (по дві у кожному напрямі).

На перехресті використано наступні засоби організації дорожнього руху: світлофори, дорожні знаки, дорожня розмітка, захисні огороження для пішоходів. Розташування засобів ОДР відповідає стандартам. Світлофори розташовані на опорах, є дублери з протилежного боку перехрестя, лінзи чисті, не розбиті. Крони дерев не заступають знаків і світлофорів. Пішохідний перехід розташований на траєкторії руху пішоходів. Об'єкти притягання пішоходів: лікарня, супермаркети, магазини, навчальні заклади (дошкільні, шкільні, музичні та інші), споруди культурного значення (парки, церкви), житлові масиви. Сміття на перехресті відсутнє, після проливних дощів можуть залишатись калюжі, зниження бордюрів присутнє; пішохідні переходи мають освітлення. Пішоходи йдуть по переходу та дотримуються правил переходу. Автомобілі зупиняються перед стоп-лінією, відстань до пішоходів безпечна. Пішоходи йдуть лише на зелений сигнал світлофора, часу для переходу достатньо. В ході дослідження зафіксовано випадки проїзду автомобілів на червоний сигнал світлофора. Громадський транспорт сповільнює рух потоку, зафіксовано випадки відмови тролейбусів. В середньому, в залежності від часу доби, автомобілі роз'їжджаються від 1 до 3 циклів світлофорного регулювання. Смуги руху завантажені нерівномірно.

Кругові діаграми складу транспортних потоків за напрямками приведено в рис 2 – 3.





Рис. 2 –Кругова діаграма складу транспортного потоку



Рис. 3 – Кругова діаграма складу транспортного потоку

З отриманих результатів – транспортний потік переважно легковий. Метою обстеження параметрів пішохідних потоків, що перетинають проїзну частину вулиць і доріг є забезпечення безпеки руху пішоходів шляхом вибору раціональних методів і засобів ОДР на основі отриманих даних. За значеннями годинних інтенсивностей руху пішоходів на пішохідних переходах створено картограму інтенсивності руху пішоходів. Картограма годинної інтенсивності руху пішоходів на перехресті приведена на рис. 4.

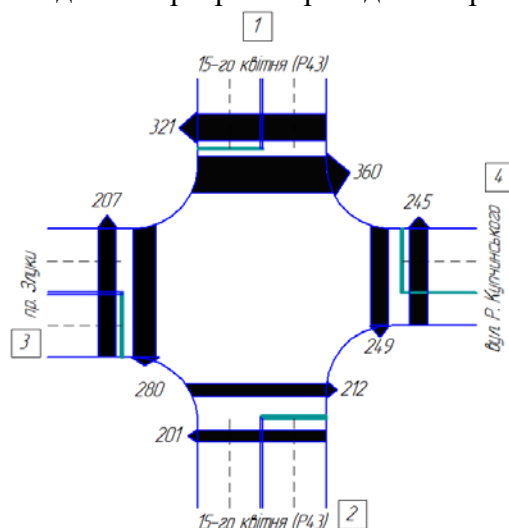


Рис. 4 – Картограма годинної інтенсивності руху пішоходів на перехресті

На вулично-дорожній мережі можна виділити окремі ділянки і зони, де рух досягає максимальних розмірів, в той час як на інших ділянках він у декілька разів менший.

Така просторова нерівномірність відображає передусім нерівномірність розміщення вантажо- і пасажиро- утворюючих пунктів та їх функціонування.

Інтенсивність змішаного потоку розраховується за типовою формулою:

$$U_{пр ij} = U_{ij} \cdot \frac{\sum(K_{пр} \cdot Z)}{100}, \quad (1)$$

де  $U_{ij}$  – інтенсивність транспортного потоку по  $j$  напрямку отримана в результаті спостережень;  $Z$  – відсоток  $z$ -того виду транспорту за транспортним потоком;  $K_{пр}$  – коефіцієнт приведення до  $z$ -ого виду транспорту (див. табл. 1)

Результати розрахунків інтенсивності по напрямках зводимо в табл. 1.

Таблиця 1

Інтенсивність руху за напрямками

1			2			3			4		
$U_{пр 1-2}$	$U_{пр 1-3}$	$U_{пр 1-4}$	$U_{пр 2-1}$	$U_{пр 2-3}$	$U_{пр 2-4}$	$U_{пр 3-1}$	$U_{пр 3-2}$	$U_{пр 3-4}$	$U_{пр 4-1}$	$U_{пр 4-2}$	$U_{пр 4-3}$
169	148	83	164	108	93	144	105	113	79	89	111
$\sum U_1 = 400$			$\sum U_2 = 365$			$\sum U_3 = 362$			$\sum U_4 = 279$		

Істотним недоліком виявлення небезпечних місць на ВДМ є можливість робити висновки тільки по цих ДТП, що вже трапилися, тоді як головним завданням ОДР є їх попередження. Багато досліджень показали, що події частіше за все відбуваються в так званих «конфліктних точках», тобто в місцях пересічення потоків. Таким чином, виявлення потенційних конфліктних точок і подальша їх ліквідація або зниження ступеня небезпеки дозволяють підвищити безпеку руху.

Схему конфліктних точок приведено на рис. 5.

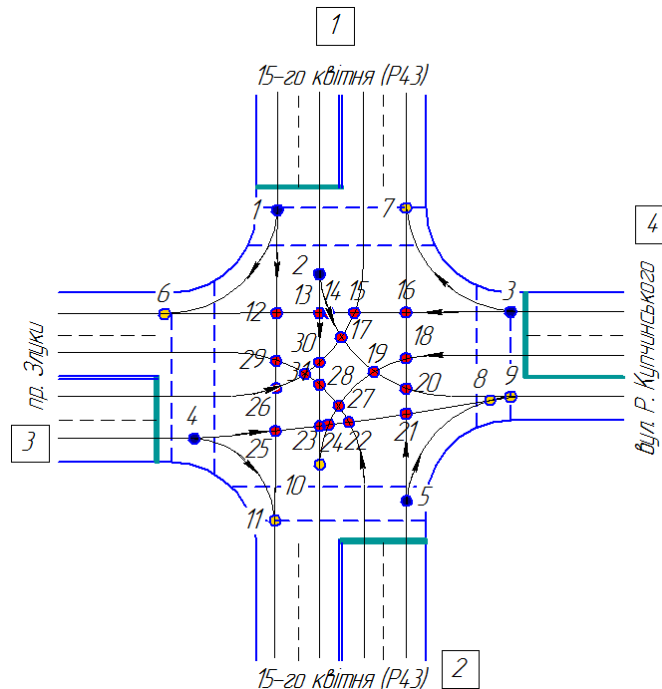


Рис. 5 – Схема конфліктних точок на перехресті

**Розрахунок небезпеки пересічення за п'ятибальною системою оцінки конфліктних точок.** Даний метод пропонує оцінку за показником складності транспортного вузла виходячи з того, що відхилення оцінюють 1, злиття – 3 і перетин – 5 балами, за загальновідомою залежністю:

$$m = n_B + 3 \cdot n_3 + 5 \cdot n_{\Pi}, \quad (2)$$

де  $n_B$  – кількість точок відхилення;  $n_3$  – кількість точок злиття;  $n_{\Pi}$  – кількість точок перетину.

$$m = 5 + 3 \cdot 6 + 5 \cdot 24 = 143.$$

Виходячи з розрахованого значення  $m$  транспортний вузол вважається складним.

Таблиця 2

**Аналіз конфліктних точок на нерегульованому перехресті**

№	Вид перетину	Потоки	Кут	Коеф. аварійності	Інтенсивності	$\Sigma$
1	2	3	4	5	6	7
1	Відхилення П	(1-3), (1-2)	$R \geq 3$	0,006	111+127	238
2	Відхилення Л	(1-2), (1-4)	$R \geq 3$	0,004	127+62	189
3	Відхилення П	(4-1), (4-3)	$R \geq 3$	0,006	62+87	149
4	Відхилення П	(3-4), (3-2)	$R \geq 3$	0,006	89+82	171
5	Відхилення П	(2-1), (2-4)	$R \geq 3$	0,006	123+70	183
6	Злиття П	(1-3), (4-3)	$R \geq 3$	0,025	111+87	198
7	Злиття П	(2-1), (4-1)	$R \geq 3$	0,025	123+62	185
8	Злиття П	(3-4), (2-4)	$R \geq 3$	0,025	89+70	159
9	Злиття П	(1-4), (8)	$R \geq 3$	0,025	62+159	221
10	Злиття Л	(1-2), (4-2)	$R \geq 3$	0,0045	127+70	197
11	Злиття П	(3-2), (10)	$R \geq 3$	0,025	82+197	279
12	Перетин	(1-2), (4-3)	$90^\circ$	0,0056	127+87	214
13	Перетин	(1-2), (4-3)	$90^\circ$	0,0056	127+87	214
14	Перетин	(1-4), (4-3)	$72^\circ$	0,2	62+87	149
15	Перетин	(3-1), (4-3)	$68^\circ$	0,17	113+87	200
16	Перетин	(2-1), (4-3)	$90^\circ$	0,0056	123+87	210
17	Перетин	(1-4), (3-1)	$67^\circ$	0,16	62+113	175
18	Перетин	(2-1), (4-2)	$84^\circ$	0,0052	123+70	193
19	Перетин	(1-4), (4-2)	$68^\circ$	0,17	62+127	189
20	Перетин	(1-4), (2-1)	$69^\circ$	0,19	62+123	185
21	Перетин	(3-4), (2-1)	$87^\circ$	0,0054	89+123	212
22	Перетин	(2-3), (3-4)	$69^\circ$	0,18	81+89	170
23	Перетин	(1-2), (3-4)	$88^\circ$	0,0055	127+89	216
24	Перетин	(4-2), (3-4)	$67^\circ$	0,16	70+89	159
25	Перетин	(1-2), (3-4)	$87^\circ$	0,0054	127+89	216
26	Перетин	(1-2), (3-1)	$68^\circ$	0,17	127+113	240
27	Перетин	(2-3), (4-2)	$67^\circ$	0,16	81+70	151
28	Перетин	(1-2), (2-3)	$48^\circ$	0,3	127+81	208
29	Перетин	(1-2), (2-3)	$71^\circ$	0,11	127+81	208
30	Перетин	(1-2), (3-1)	$52^\circ$	0,28	127+113	240
31	Перетин	(2-3), (3-1)	$67^\circ$	0,16	81+113	194

Визначаємо небезпеку кожної конфліктної точки, згідно типових формул:

$$\begin{aligned}q_1 &= \frac{0,006 \cdot 111 \cdot 127 \cdot 25 \cdot 10^{-7}}{0,99} = 0,000211; \\q_2 &= \frac{0,004 \cdot 127 \cdot 62 \cdot 25 \cdot 10^{-7}}{0,99} = 0,000078; \\q_3 &= \frac{0,006 \cdot 62 \cdot 87 \cdot 25 \cdot 10^{-7}}{0,99} = 0,00008; \\q_4 &= \frac{0,006 \cdot 89 \cdot 82 \cdot 25 \cdot 10^{-7}}{0,99} = 0,0001; \\q_5 &= \frac{0,006 \cdot 123 \cdot 70 \cdot 25 \cdot 10^{-7}}{0,99} = 0,00012.\end{aligned}$$

Аналогічно розраховуємо для всіх значень.

Загальна небезпека пересічення складе, за загальновідомою залежністю:

$$G = \sum_{i=1}^{31} q_i, \quad (3)$$

$$G = 0,064.$$

При значенні  $k_a = 1,71$ , згідно чинного законодавства України, пересічення вважається безпечним, отже змін в організації дорожнього руху не вимагається. Проте, за даними управління національної поліції в Тернопільській області, також Управління безпеки дорожнього руху України [9], число ДТП на даній ділянці дороги з досліджуваним перехрестям є більше трьох протягом 2017р.

**Висновки.** Отже, необхідно виконати узгодження режимів зміни світлофорних циклів присутніх на перехресті світлофорних об'єктів, а також покращення стану дорожньої розмітки, що забезпечить збільшення пропускної здатності досліджуваного об'єкту та зменшить аварійність на вказаному перехресті.

#### Література:

1. Попович П.В. Підвищення ефективності технологій перевезень організаційними шляхами надання транспортних послуг / Попович П., Шевчук О., Мурований І. // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2017. – Вип. № 184. – С. 124 - 130.
2. ДБН В.2.3-4:2007. Автомобільні дороги.
3. ДБН В.2.3-5:2017. Вулиці та дороги населених пунктів
4. <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html>.
5. <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/en/481-2017-%D1%80>
6. <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/en/481-2017-%D1%80>
7. Попович П. В. Дослідження тенденцій розвитку ринку вантажних автомобільних перевезень у сучасних умовах / П. В. Попович, О. С. Шевчук, А. Й. Матвійшин, В. М. Лотоцька // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. - 2016. - № 2. - С. 224-229.
8. Попович П.В. Аналіз ринку автотранспортних перевезень України//Попович П., Шевчук О., Дзюра В., Бабій М./ Вісник машинобудування та транспорту, 2017 №2 Науковий журнал ВНТУ, Вінниця: ВНТУ, 2017, С. 124-130.
9. <http://www.sai.gov.ua/ua/ua/static/21.htm>

#### Summary

**Popovych P.V., Shevchuk O.S., Tson O.P., Martsenko N.S.** Increasing the safety level of Ternopil road network using technological organizational ways

*Experimental way is investigated the problematics from the safety position of the section of the road and road network of Ternopil at the intersection of Prospect Zluky from the street.*

*On 15 Kvitnys, shortcomings were identified and proposals were proposed to provide for enhancing the level of safety and efficiency of road traffic organization in technical and organizational ways.*

**Keywords:** *road safety, highways, technical means of traffic organization, conflict points, road traffic accidents.*

### References

1. Popovych P.V. Pidvyshchennia efektyvnosti tekhnolohii perevezen orhanizatsiinymy shliakhamy nadannia transportnykh posluh / Popovych P., Shevchuk O., Murovanyi I. // Visnyk KhNTUSH. – Kharkiv, 2017. – Vyp. № 184. – S. 124 - 130.
2. DBN V.2.3-4:2007. Avtomobilni dorohy.
3. DBN V.2.3-5:2017. Vulytsi ta dorohy naselenykh punktiv.
4. <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html>.
5. <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/en/481-2017-%D1%80>.
6. <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/en/481-2017-%D1%80>.
7. Popovych P. V. Doslidzhennia tendentsii rozvytku rynku vantazhnykh avtomobilnykh perevezen u suchasnykh umovakh / P. V. Popovych, O. S. Shevchuk, A. Y. Matviishyn, V. M. Lototska // Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu. Seria: Tekhnichni nauky. - 2016. - № 2. - S. 224-229.
8. Popovych P.V. Analiz rynku avtortransportnykh perevezen Ukrainy//Popovych P., Shevchuk O., Dziura V., Babii M./ Visnyk mashynobuduvannia ta transportu, 2017 №2 Naukovyi zhurnal VNTU, Vinnytsia: VNTU, 2017, S. 124-130.
9. <http://www.sai.gov.ua/ua/ua/static/21.htm>.

Науменко О.А.,  
Вітковський Ю.П.

Харківський національний  
технічний університет  
сільськогосподарства  
імені П.Василенка  
м. Харків, Україна,  
E-mail: ol.naumenko@i.ua

**АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВНИХ СПРЯМУВАНЬ  
ВІДНОВЛЕННЯ ТЕХНІЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ  
ГАЛУЗІ ТВАРИННИЦТВА**

УДК 631.3-77

*На основі дослідження кон'юнктури ринку сільськогосподарської техніки галузі тваринництва розглянуто сучасний стан технічного потенціалу тваринницької галузі. За результатами проведеного аналізу визначено рівень і структуру закупівлі сільськогосподарської техніки підприємствами та їх зв'язок зі змінами поголів'я худоби та птиці. Встановлені залежності для визначення індексів відновлення технічного потенціалу підгалузей тваринництва і комплексного показника індексу галузі тваринництва в цілому. Досліджено динаміки змін індивідуальних індексів, які впливають на об'єми постачання машин та обладнання для здійснення технологічних процесів виробництва продукції, а саме поголів'я худоби та птиці, продуктивність тварин, об'єми реалізації продукції, річні об'єми списання техніки. Розраховані показники індексів відновлення технічного потенціалу головних підгалузей тваринництва. Проаналізовані також показники наявності техніки, купівлі техніки за останні роки, виробництва кормових культур. Результати досліджень можуть бути використані для планування виробництва та постачання технічних систем тваринницької галузі.*

**Ключові слова:** *техніка для тваринництва, постачання машин та обладнання, індекси, виробництво продукції.*

**Постановка проблеми.** Тваринництво було і повинно стати найважливішою галуззю сільськогосподарського виробництва в Україні. Держава постійно орієнтує виробників і споживачів тваринницької продукції на високі науковоємні технології та вітчизняні екологічно-чисті продукти споживання. Головним завданням розвитку галузі вважається використання нової техніки і, на її основі, інноваційних технологій. Високий рівень складності машин та обладнання в тваринництві, вимоги до якості виконання технологічних процесів, обумовлюють необхідність розробки ефективної стратегії створення технічного потенціалу галузі в найближчій перспективі.

Вітчизняним виробникам машин і обладнання важливо знати яка підгалузь на даний момент найбільш перспективна з точки зору об'ємів постачання технічних засобів. Аналогічні задачі стоять і перед постачальниками закордонного обладнання, тому що жодна фірма, велика чи маленька, не може успішно функціонувати без оцінки положення, яке сталося з технічним оснащенням галузі в теперішній час, динаміки змін в попередні роки, а особливо ємність ринку на перспективу.

Науковцями виконано ряд досліджень [1] пов'язаних з аналізом кон'юнктури ринку сільськогосподарської техніки, але вони виконані переважно для тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин. Окремі елементи системи розглянуті в роботах [1-3]. Але запити сьогодення вимагають більш поглиблених досліджень складних процесів, які проходять у тваринницькій галузі.

Метою досліджень було вивчення сформованих, наявних або змінних тенденцій розвитку підгалузей тваринництва в поєднанні з вимогами їх технічного забезпечення.

**Виклад основного матеріалу.** Для реалізації поставлених задач була визначена система показників, які характеризують проявленість технічного оснащення, а саме: кількісний склад, модельний ряд, типорозміри, марки, тощо:

- поголів'я і тенденції змін;
- об'єм продукції і динаміка виробництва;
- продуктивність;
- виробництво кормових культур;
- динаміка і наявність техніки;
- купівля техніки за останні роки;
- списання обладнання.

Аналіз виконувався з використанням річних статистичних даних Держстату України. З метою кращого співставлення показників і динаміки їх змін були розраховані індекси до базового значення 1990 року.

Дані за 2014-2017 рр. прийняті без урахування тимчасово окупованих територій АРК і зони АТО.

Теоретичні засади та методичні інструменти наукової думки про перспективи відновлення технічного потенціалу галузі тваринництва постійно удосконалюються і швидко оновлюються. Час від часу виникає потреба в систематизації інформації і висвітленні всіх нововведень з єдиних позицій. В процесі досліджень проаналізовано сучасний стан технічного забезпечення галузі тваринництва, запропоновано нові ідеї та технічні прийоми вирішення деяких проблем, поставлених практикою. Особливо це відноситься до питань відновлення технічного потенціалу галузі на основі визначення інтегрального показника індексу галузі тваринництва.

Застосування запропонованого показника обумовлено необхідністю проведення великої попередньої аналітичної роботи. Перш ніж його розрахувати, слід виявити залежності окремих параметрів від найбільш значущих його властивостей. Необхідно також математично коректно встановити місце кожної залежності в структурі інтегрального показника індексу галузі тваринництва. Інформаційна база подібних розрахунків представлена даними, отриманими як результат аналізу статистичних відомостей, їх повноти і наочності. Проте, вже накопичений матеріал значний і має характер техніко-економічних залежностей, які втрачають силу з часом.

Тому для деяких підгалузей тваринництва, що мають високі темпи оновлення технічного потенціалу, доцільно поряд з існуючими показниками вводити інтегральні показники, обчислених по відношенню до індексу галузі тваринництва. Інакше кажучи, існуюча нині система визначення необхідної кількості технічних засобів повинна бути доповнена з урахуванням показників продуктивності тварин, їх поголів'я та обсягу виробництва у вигляді індексу галузі тваринництва.

Для визначення рівня технічного забезпечення може бути використаний змішаний метод оцінки, заснований на спільному застосуванні одиничних інтегральних показників. При застосуванні цього методу необхідно одиничні показники якості об'єднати в групи, і для кожної групи визначити відповідний комплексний (груповий) показник (індекс). Окремі, важливі показники допускається не об'єднувати в групи, а застосовувати їх при подальшому аналізі як одиночні. Потім на основі отриманої сукупності комплексних і одиночних індексів розраховується індекс галузі тваринництва.

Для проведення аналізу були розраховані загальні і індивідуальні індекси. Зважаючи на те, що індекс виступає як узагальнюючий відносний показник, який характеризує зміни рівня параметра в часі і в той же час як відносна величина динаміки, а також важливим аналітичним засобом встановлення зв'язку між подіями і явищами.

Індексувалися рівні наведених вище показників, порівняльні рівні яких брались за кожен рік в період 1990 – 2017рр.

Базисним рівнем приймалося значення показника в 1990р.

Індекс відновлення технічного потенціалу галузі тваринництва визначався наступним чином.

$$J_j = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{P_j}{P_{oj}} \cdot \frac{Q_j}{Q_{oj}}; J_j = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n i_j \cdot \frac{Q_j}{Q_{oj}}, \quad (1)$$

де  $P_j$  – показник  $j$ -ї підгалузі в зазначений термін (поголів'я, продуктивність, реалізація);  $P_{oj}$  – базовий показник  $j$ -ї підгалузі;  $n$  – кількість підгалузей тваринництва, які взяті до аналізу (ВРХ, свинарство, птахівництво);  $Q_j$  – ваговий показник  $j$ -ї підгалузі зазначеного терміну в цілому по галузі тваринництва (в якості вагового показника може використовуватись валова продукція, трудоемність, тощо);  $Q_{oj}$  – базовий ваговий показник  $j$ -ї підгалузі;  $i_j$  – індекс  $j$ -ї підгалузі.

Індекс відновлення технічного потенціалу підгалузі тваринництва (наприклад велика рогата худоба (ВРХ), свині, птиця і т.п.) використовується не ізольовано, а як комплексний взаємопов'язаний з іншими індивідуальними признаками. В даному випадку індекс підгалузі пов'язаний з індексом поголів'я худоби або птиці ( $i_{ng}$ ), індексом продуктивності ( $i_{np}$ ), індексом реалізації основної продукції підгалузі ( $i_p$ ) і індексом списання техніки.

За допомогою індивідуальних індексів порівнювались дані за ряд років шляхом розрахунку і порівняння показників.

Враховуючи взаємний вплив індивідуальних індексів, комплексний індекс підгалузі можна визначити як залежність:

$$i_j = i_{ngj} \cdot i_{npj} \cdot [1 + (i_{p_{maxj}} - i_{p_{minj}})] - i_{cnj}. \quad (2)$$

Дослідження індексу поголів'я ( $i_{ng}$ ) показали, що в порівнянні з 1990 роком поголів'я всіх підгалузей тваринництва зменшилось. Стабільне падіння поголів'я ВРХ спостерігається на всьому проміжку і в 2017 році досягло найменшого значення  $i_{ng} = 0,14$ . Тому в найближчий час безумовно буде зростання поголів'я, особливо за рахунок створення середніх і малих фермерських господарств та організації кооперативів. Відповідно і закупівля машин та обладнання для цієї підгалузі буде збільшуватися.

Іншу динаміку ми спостерігаємо в підгалузі птахівництва. Зменшення відбувалося до 2000 року, а потім розпочався процес зростання. А відповідно з 2000 до 2015 років підгалузь птахівництва практично оновила свій технічний потенціал.

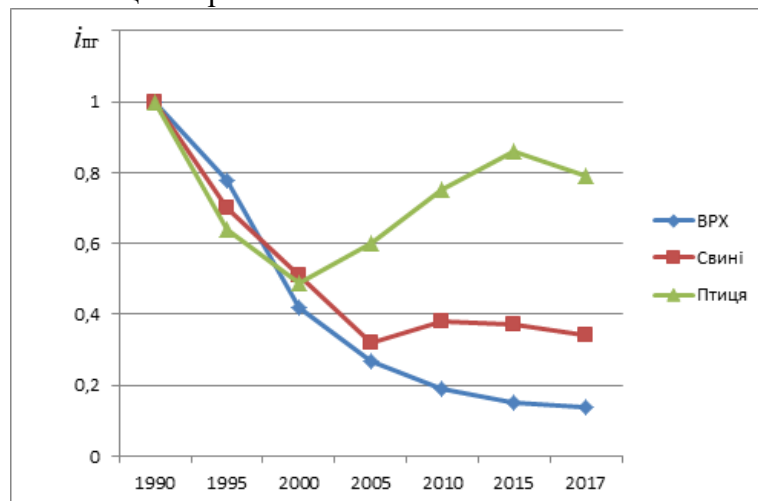


Рис. 1 – Поголів'я худоби та птиці

Індекс реалізації тваринницької продукції. Дослідження показали, що в нинішній перехідний період не спостерігається чуткої кореляції між змінами кількісного складу поголів'я і виробництвом та реалізацією тваринницької продукції. Тому був виконаний аналіз тенденції змін реалізації продукції тваринництва за 1990 – 2017 роки. Це дозволить більш обґрунтовано підходити до забезпечення технічними засобами, які пов'язані



з об'ємами виробленої продукції. Як бачимо (рис. 2) різні галузі тваринництва не одно-значно змінювались. Виробництво яєць стабільно збільшувалось починаючи з 2000 р. і в 2010-2015 рр. перевершило показники 1990р. Не дивлячись на зменшення поголів'я ВРХ ( $i_{пх} = 0,14$ ) виробництво молока з 2000 до 2005р. стабілізувалось, а після 2005р. спосте-рігається зростання продажу молока  $i_p=0,54$ . Таким чином потрібно враховувати, що неминуче зростання поголів'я призведе до кратного збільшення виробництва продукції. Відносно птахівництва і свинарства необхідно врахувати збільшення індексу після 2000 і 2005 рр. Так як ці зміни пов'язані перш за все з оснащенням частини господарств су-часним обладнанням.

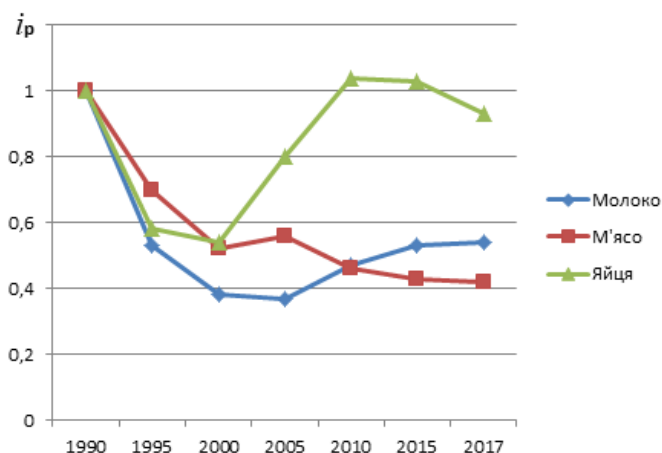


Рис. 2 – Реалізація тваринницької продукції

Індекс продуктивності підгалузей ( $i_{пг}$ ). Параметр продуктивності худоби і птиці є одним з найважливіших параметрів при комплектуванні складу обладнання і вибору мо-делей. Аналіз свідчить (рис. 3), що всі галузі (окрім овець) починаючи з 2000р. нарощу-вали продуктивність і перевищили показники 1990р. Рвчний надій молока від 1 корови збільшився майже в 1,5 рази.

Ці дані необхідно враховувати при постачанні кормозаготівельного обладнання, роздавачів кормів, ємкостей для охолодження молока, пакування яєць і т.п.

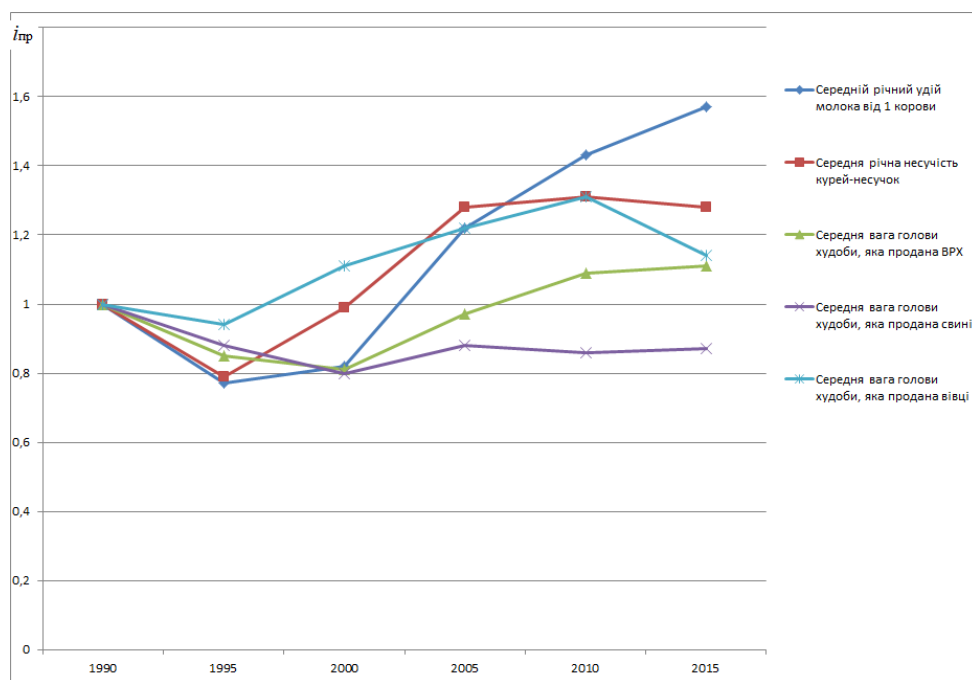


Рис. 3 – Зміна продуктивності галузей відносно 1990р

Індекс списання техніки необхідно враховувати при визначенні індексу підгалузі, тому що її вилучення призводить до зменшення індексу технічного потенціалу підгалузі. Проведений аналіз показав, що за останні 10 років по окремим видах обладнання списується від 1,5 до 5 відсотків наявного технологічного оснащення. Тому в розрахунках індекс списання техніки можна прийняти в межах  $i_{сп}=0,02\div0,05$ .

Динаміка наявності техніки. Як свідчить виконаний аналіз (рис. 4) різке зменшення кількості фермерської техніки спостерігалось до 2010р., потім відбулась відносна стабілізація і лише по роздавачам кормів для свиней різке збільшення кількості відбулося після 2005р. і продовжувалось до 2015р. перевищивши показники 2000р. майже на 20%.

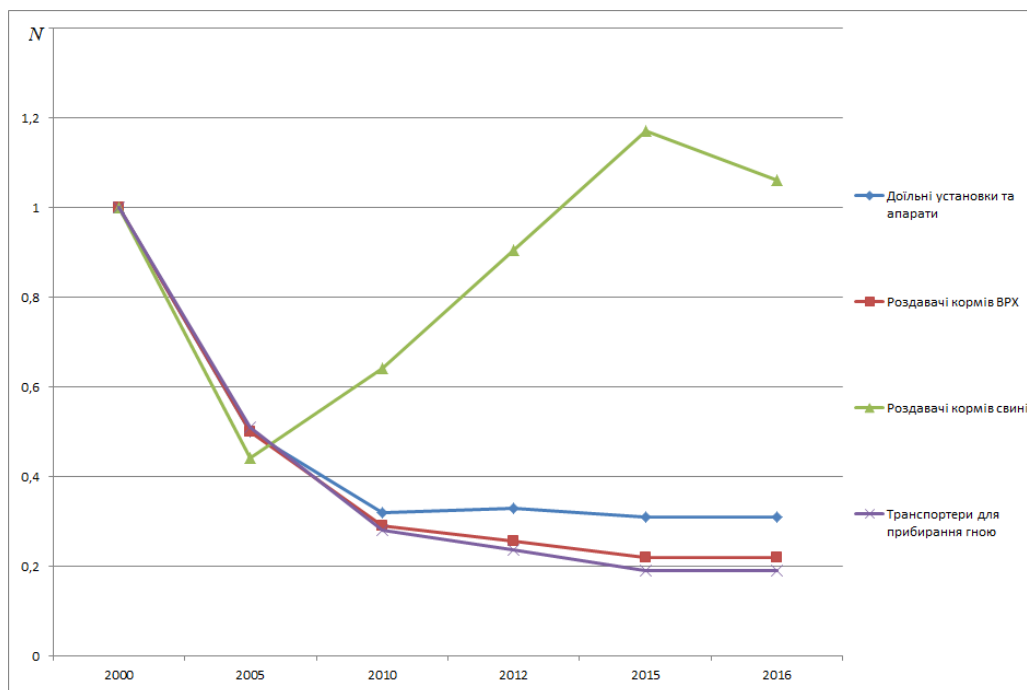


Рис. 4 – Динаміка наявності техніки в сільськогосподарських підприємствах (відносно 2000р.)

Таким чином можна засвідчити, що потреба майже покрита виходячи із нинішніх показників (об'єм, виробництво, продуктивність).

Купівля нової техніки. Статистичні дані свідчать (табл. 1), що придбання фермерської техніки відбувається щорічно. При цьому господарства перевагу віддають доїльним установкам «Карусель» та ялинка, машинам для приготування кормів «БМКА», «Trioliet». Найбільше придбання доїльних установок спостерігалось в 2010 – 2012 рр. коли було побудовано ряд тваринницьких комплексів, а потім щорічно по 13 установок в основному для реконструкції молочних блоків діючих ферм.

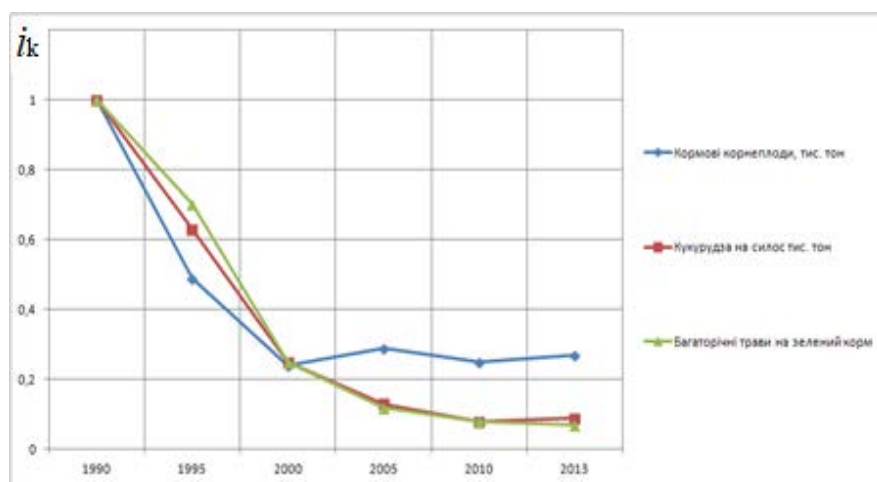
Сільгоспвиробники сплачували в середньому від 0,5 до 4,3млн. грн. за доїльну установку, до 3,5 млн. грн. за машини для приготування кормів, 100-500 тис. грн. за роздавачі кормів, до 120 тис. грн. за сепаратори молока.

Таблиця 1

**Купівля нової техніки для оснащення тваринницьких ферм по Україні, шт**

Найменування	2011 Кіль- кість, шт	2012 Кіль- кість, шт	2013 Кіль- кість, шт	2014 Кіль- кість, шт	2015 Кіль- кість, шт	2016 Кіль- кість, шт	Всього за 2011 – 2016, шт	Середня ціна тис.грн/шт
Доїльні устано- вки та апарати:								
«Карусель»	13	36	7	1	5	5	67	70,2-1011
«Паралель»	8	-	1	6	3	2	20	510-4261
«Ялинка»	11	11	6	6	5	6	45	660-1608
інші	366	335	538	355	168	162	1924	47-242
Охолоджувачі молока	138	131	111	72	105	98	655	100-289
Молочні сепара- тори	14	12	12	7	10	15	70	18-122
Інкубатори	10	10	11	6	2	12	51	4-205
Машини для приготування кормів	200	212	255	161	165	131	1124	79-3647
Роздавачі кор- мів								
ВРХ	146	151	108	104	87		712	141-551
Свиней	53	67	105	38	89		404	38-158
Транспортери для прибирання гною	824	646	546	448	350		3151	31-300

**Виробництво кормових культур.** Аналіз засвідчує (рис. 5), що виробництво си-  
 лосу і багаторічних трав на зелений корм зменшилось більше ніж в 10 разів. Тому нині  
 відповідні машини закуповуються лише на заміну списаної техніки. Але з іншого боку  
 прогнозується безумовне збільшення виробництва кормових культур, що змусить сіль-  
 госпвиробників закуповувати нову техніку. Кормові коренеплоди мають зменшитись на  
 третину і вірогідно, що їх виробництво на такому рівні залишиться на найближчу перс-  
 пективу.



**Рис. 5 – Виробництво кормових культур**

Виконані дослідження числових значень і динаміки індивідуальних індексів  $I_{пг}$  – поголів'я худоби та птиці,  $i_{пр}$  – продуктивності,  $i_r$  – реалізації продукції,  $i_{сп}$  – списання

техніки дали можливість розрахувати індекси підгалузей  $i_{\text{вpx}}$  – великої рогатої худоби,  $i_{\text{св}}$  – свинарства,  $i_{\text{пт}}$  – птахівництва на 2017 р.:  $i_{\text{вpx}}=0,256$ ,  $i_{\text{св}}=0,334$ ,  $i_{\text{пт}}=0,98$ , які свідчать про те, що в найближчій перспективі найбільші об'єми закупівлі техніки потребуватиме підгалузь ВРХ, а в галузі птахівництва відбуватиметься постачання переважно модернізацією та ремонтом існуючих комплексів.

Індекс відновлення технічного потенціалу галузі тваринництва для трійки провідних підгалузей з урахуванням вагового коефіцієнта кожної з них склав на 2017 рік  $i=0,61$ .

**Висновки.** З наведених залежностей можна зробити важливі висновки для підприємств галузі тваринництва. Вони не можуть розраховувати на просте збільшення кількості придбаної техніки пропорційно підвищенню поголів'я окремих галузей тваринництва. Отже, і методика розрахунку інтегрального показника індексу галузі тваринництва повинна враховувати не просто кількісну зміну параметрів, а пропорцію збільшення виробництва і реалізації продукції по відношенню до цієї зміни, та ще в зіставленні з супутнім списанням техніки в галузі.

Водночас, у багатьох галузях, в тому числі і в тваринництві, інтегральний показник індексу галузі поки не зайняв належного місця серед методичних інструментів управління процесом відновлення технічного потенціалу галузі. Основна причина пов'язана з труднощами синтезу показника інтегрального індексу галузі з урахуванням його залежності від окремих властивостей. Крім того, просте придбання нової техніки залучає значні фінансові кошти, які могли б бути використані підприємствами на інші цілі, наприклад інвестиції в дослідження ринку, поліпшення економічних показників діяльності підприємства та ін. Але, не зважаючи на ці фактори, можна зробити висновок про те, що у нас в країні існують необхідні і достатні умови для відновлення і розвитку технічного потенціалу галузі тваринництва.

### Література:

1. Соловей Д.Ю., Білоусько Я.К. Аналіз кон'юнктури ринку сільськогосподарської техніки в Україні. – Економіка АПК, 2014, №1 с.40-44.
2. Матеріально-технічна база і виробництво продукції тваринництва у фермерських господарствах. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка вип. 144 «Технічні системи і технології тваринництва». с. 97-101.
3. Проєтування технологій і технічних засобів для тваринництва. За ред.. Скорика О.П., Харків: ХНТУСГ, 2009.

### Summary

**Naumenko O., Vitkovskiy Y.** Analysis of prospective directions of technological potential restoration of the animal health industry

*On the basis of the study of the market situation of agricultural machinery in the field of animal husbandry, the current state of the technical potential of the livestock industry is considered. According to the results of the analysis, the level and structure of the purchase of agricultural machinery by enterprises and their connection with changes in livestock and poultry are determined. Dependent dependencies were established to determine the indices of the restoration of the technical potential of livestock sub-sectors and the integrated indices of the livestock sector index in general. The dynamics of changes in individual indices that influence the volumes of machinery and equipment supply for technological processes of production, namely livestock and poultry, animal productivity, sales volumes, annual volumes*

*of equipment write-offs are investigated. Indicators of indices of restoration of technical potential of main sub-sectors of livestock are calculated. The indicators of the availability of equipment, the purchase of equipment in recent years, and the production of forage crops have been analyzed. Research results can be used to plan the production and supply of technical systems in the livestock sector.*

**Keywords:** *machinery for animal husbandry, supply of machinery and equipment, indices, production.*

### **References**

1. Solovej D.Ju., Bilous'ko Ja.K. Analiz kon'junkturi rinku sil's'kogospodars'koï tehniki v Ukraïni. – Ekonomika APK, 2014, №1 s.40-44.
2. Material'no-tehnichna baza i virobništvo produkciï tvarinnictva u fermers'kih gospodarstvah. Visnik HNTUSG im. P. Vasilenka vip. 144 «Tehnichni sistemi i tehnologii tvarinnictva». s. 97-101.
3. Proetuvannja tehnologij i tehnicnih zasobiv dlja tvarinnictva. Za red. Skorika O.P., Harkiv: HNTUSG, 2009.

Ляшук О.Л.,  
Дячун А.Є.,  
Клендій В.М.,  
Тесля В.О.,  
Навроцька Т.Д.,  
Радик М.Д.  
Тернопільський національний  
технічний університет  
імені Івана Пулюя,  
м. Тернопіль, Україна  
E-mail: kaf\_am@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ  
КАЛІБРУВАННЯ ВІТКА КОНІЧНОЇ ГВИНТОВОЇ  
ЗАГОТОВКИ НА КРОК

УДК 621.86

*У статті представлено нову схему процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок. Приведено результати динаміки процесу калібрування витків конічних гвинтових заготовок на крок. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів і побудовані графічні залежності зміни зусилля калібрування і лінії деформації.*

**Ключові слова:** динаміка, процесу калібрування, конічних гвинтових заготовок.

**Вступ.** На основі експериментальних досліджень встановлено, що в процесі калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок виникають динамічні коливання оправки, при цьому амплітуда коливань збільшується із збільшенням ширини витка. Коливання виникає як у вертикальній площині, так і в горизонтальній, а також супроводжується крутильними коливаннями. Оскільки коливання оправки має вплив на міцність оправки, а також на продуктивність процесу калібрування, виникає необхідність у дослідженні динамічних навантажень на елементи установки для калібрування гвинтових заготовок на крок та характер переміщення її складових.

Ці переміщення можна знайти за допомогою вирішення диференціальних рівнянь руху. Для спрощення розрахунків виконуємо деяку ідеалізацію системи, викидаючи другорядні фактори.

**Аналіз останніх результатів досліджень і публікацій.** На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1-3], оскільки беззвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування [4-6], спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [7-9].

**Реалізація роботи.** Розрахункову схему процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок можна представити так, як це показано на рис. 1. Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані пружними зв'язками. Пружні зв'язки допустимо невагомими, що характеризуються постійним коефіцієнтом жорсткості.

Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів будемо нехтувати. До зосереджених мас віднесено  $m_1$  – маса конічної гвинтової заготовки та оправки для калібрування,  $m_2$  – маса клина,  $m_3$  – маса пристрою для закріплення клина,  $I_1$  – момент інерції конічної гвинтової заготовки та оправки для калібрування,  $I_2$  – момент інерції шпинделя установки,  $I_3$  – момент інерції ротора двигуна. Крім цього, на рисунку показані коефіцієнти жорсткості:  $C_{12}$  – приведена жорсткість на кручення

шпинделя установки та оправки для калібрування,  $C_{23}$  – приведена жорсткість на кручення вала між шпинделем та двигуном,  $k_{1z}$ ,  $k_{1y}$  – приведені лінійні жорсткості оправки для калібрування відповідно в напрямках осей  $z$  та  $y$ ;  $k_{2z}$  – приведена лінійна жорсткість клина в напрямку осі  $z$ ;  $k_{23}$  – приведена лінійна жорсткість клина в напрямку осі  $y$ ,  $k_{3y}$  – приведена лінійна жорсткість пристрою для закріплення клина в напрямку осі  $y$ . Крім цього позначені коефіцієнти демпфування:  $\beta_{12\varphi}$  – коефіцієнт демпфування крутильних коливань шпинделя установки та оправки для калібрування,  $\beta_{23\varphi}$  – коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між шпинделем та двигуном,  $\beta_{1z}$ ,  $\beta_{1y}$  – коефіцієнти демпфування лінійних коливань оправки для калібрування відповідно в напрямках осей  $z$  та  $y$ ;  $\beta_{2z}$  – коефіцієнт демпфування лінійних коливань клина в напрямку осі  $z$ ,  $\beta_{23y}$  – коефіцієнт демпфування лінійних коливань клина в напрямку осі  $y$ ,  $\beta_{3y}$  – коефіцієнт демпфування лінійних коливань пристрою для закріплення клина в напрямку осі  $y$ . До клина прикладена сила подачі клина  $Q$  та сила удару  $P_y$ , що виникає в момент початку калібрування витків. На оправку діє крутний момент  $M_{кр}$ . Оправка обертається із частотою  $\omega$ . Крім цього на двигуні прикладений крутний момент  $M_d$ .

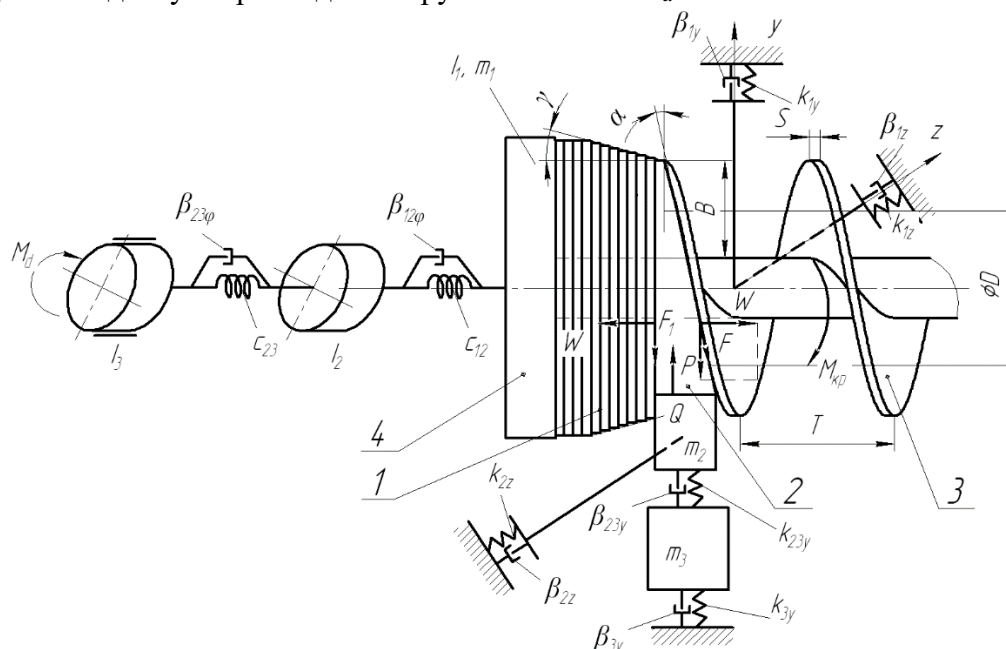


Рис. 1 – Розрахункова схема процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок:  
 1 – щільно навіта конічна заготовка, 2 – клин; 3 – калібровані на крок  $T$  витки гвинтової заготовки;  
 4 – оправка для калібрування

Силу подачі клина визначаємо за формулою [1]

$$Q(t) = \frac{2\beta \cdot B(t) \cdot \left[ \sigma_{T.0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left( \frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right]}{D} [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_{12}], \quad (1)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує вплив середнього головного напруження  $\sigma_z$ ;  $B(t)$  – змінна ширина витка, мм;  $\sigma_{T.0}$  – екстрапольована границя текучості, МПа;  $S$  – товщина витка, мм;  $\Pi$  – лінійний модуль зміцнення, МПа;  $R_1$ ,  $r_1$  – зовнішній і внутрішній радіуси гнуття витка під час калібрування, мм;  $D$  – середній діаметр заготовки до калібрування, мм;  $\alpha$  – кут нахилу клина, град;  $\varphi$  – кут тертя на похилій площині клина, град;  $\varphi_{12}$  – кут тертя на вертикальній площині клина, град;  $t$  – час, с.

Крутний момент  $M_{кр}$  на оправці [1]

$$M_{kp}(t) = \beta \cdot B(t) \cdot \left[ \sigma_{T,0} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left( \frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right] [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_{12}]. \quad (2)$$

Наша система має 8 степеней вільності. Виберемо в якості узагальнених координат  $\varphi_1$  – кут повороту оправки (вважаємо додатнім в напрямку проти годинникової стрілки);  $\varphi_2$  – кут повороту шпинделя;  $\varphi_3$  – кут повороту ротора двигуна;  $z_2, y_2$  – переміщення центра маси клина в напрямку осей  $z$  та  $y$ ;  $z_1, y_1$  – переміщення центра маси оправки для калібрування в напрямку осей  $z$  та  $y$ ;  $y_3$  – переміщення центра маси пристрою для закріплення клина в напрямку осей  $z$  та  $y$ . Додатні напрямки переміщення показані на рис. 1.

Отримаємо диференціальні рівняння коливання без врахування опору середовища за допомогою рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1,8). \quad (3)$$

Тоді кінетична енергія системи

$$T = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{m_2 \cdot (\dot{z}_2^2 + \dot{y}_2^2)}{2} + \frac{m_1 \cdot (\dot{z}_1^2 + \dot{y}_1^2)}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{y}_3^2}{2}. \quad (4)$$

Потенціальна енергія системи

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{k_{1z} \cdot (z_1 - R\varphi_1)^2}{2} + \frac{k_{2z} \cdot z_2^2}{2} + \frac{k_{1y} \cdot y_1^2}{2} + \\ & + \frac{k_{23y} \cdot (y_3 - y_2)^2}{2} + \frac{k_{3y} \cdot y_3^2}{2}, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $R$  – радіус оправки для калібрування.

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = I_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = -C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - k_{1z}R(z_1 - R\varphi_1).$$

Отже, перше рівняння прийме вигляд

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - k_{1z}R(z_1 - R\varphi_1) = M_{kp}.$$

Для другого рівняння

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = I_2 \ddot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3).$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0.$$

Аналогічно отримуємо наступні шість рівнянь. Остаточно повна система рівнянь задачі має вигляд

$$\begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - k_{1z}R(z_1 - R\varphi_1) &= M_{kp}(t), \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) &= -M_d, \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + k_{2z}z_2 &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\ m_1 \cdot \ddot{z}_1 + k_{1z}(z_1 - R\varphi_1) &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 + k_{23y}(y_3 - y_2) + k_{3y}y_3 &= 0, \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 - k_{23y}(y_3 - y_2) &= Q(t), \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y}y_1 &= Q(t). \end{aligned} \quad (6)$$



Якщо враховувати розсіювання енергії, то рівняння запишуться так

$$\begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \beta_{12\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) - k_{1z} R(z_1 - R\varphi_1) - \beta_{1z} R(\dot{z}_1 - R\dot{\varphi}_1) &= M_{kp}(t), \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_{12\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_{23\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) &= 0, \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{23\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) &= -M_d, \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + k_{2z} z_2 + \beta_{2z} \dot{z}_2 &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\ m_1 \cdot \ddot{z}_1 + k_{1z} (z_1 - R\varphi_1) + \beta_{1z} (\dot{z}_1 - R\dot{\varphi}_1) &= Q(t) \operatorname{tg} \varphi, \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 + k_{23y} (y_3 - y_2) + \beta_{23y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + k_{3y} y_3 + \beta_{3y} \dot{y}_3 &= 0, \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 - k_{23y} (y_3 - y_2) - \beta_{23y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) &= Q(t), \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y} y_1 + \beta_{1y} \dot{y}_1 &= Q(t). \end{aligned} \quad (7)$$

Досліджуючи ударну взаємодію клина із витком конічної гвинтової заготовки, враховуємо лише дію миттєвої сили удару  $P_y$ , яка є великою, але такою, що створює імпульс із скінченною величиною [2]

$$\vec{S}_1 = \int_{t_0}^{t_0+t_{K2}} \vec{P}_y dt, \quad (8)$$

де  $t_0$  – початковий момент часу, с;  $t_{K2}$  – тривалість удару, с.

Під час зіткнення твердих тіл  $t_{K2}$  має порядок  $10^{-4}$  с. Як відомо із теоретичної механіки

$$\vec{S}_1 = m_1 \cdot \vec{V}_K - m_1 \cdot \vec{V}_\Pi, \quad (9)$$

де  $V_K$  – кінцева відносна лінійна швидкість руху оправки для калібрування, м/с;  $V_\Pi$  – початкова відносна лінійна швидкість руху оправки для калібрування, м/с.

Для нашого випадку  $t_0 = 0$ ,  $V_\Pi = 0$ , кінцева відносна лінійна швидкість руху оправки для калібрування  $V_K$  рівна швидкості переміщення. Оскільки удар не є абсолютно пружним, вводимо коефіцієнт відновлення  $K_B$ , що враховує фізико-механічні властивості матеріалів і лежить на проміжку  $0 < K_B < 1$ . Прийmemo силу удару  $P_1$  постійною на проміжку від  $t_0$  до  $t_{K2}$ . Тому, прирівнюючи рівняння (8) і (9), враховуючи коефіцієнт відновлення, після відповідних перетворень одержимо

$$P_1 = K_B \cdot \frac{m_1 \cdot V_K}{t_{K2}}. \quad (10)$$

Для того щоб ввести силу удару  $P_y$  у динамічну модель, враховуючи її короткочасну дію, вводимо допоміжний безрозмірний коефіцієнт

$$F_9 = b \cdot \left( 1 - \frac{t}{t_{K2}} \right), \quad (11)$$

де  $b$  – коефіцієнт на порядок вищий за величину сили удару.

Тоді силу удару представимо алгебраїчною функцією

$$P_y = \frac{F_9 + P_1 - |F_9 - P_1| + |F_9 + P_1 - |F_9 - P_1||}{4}. \quad (12)$$

Зміну сили удару у часі  $t$  представимо на рис. 2.

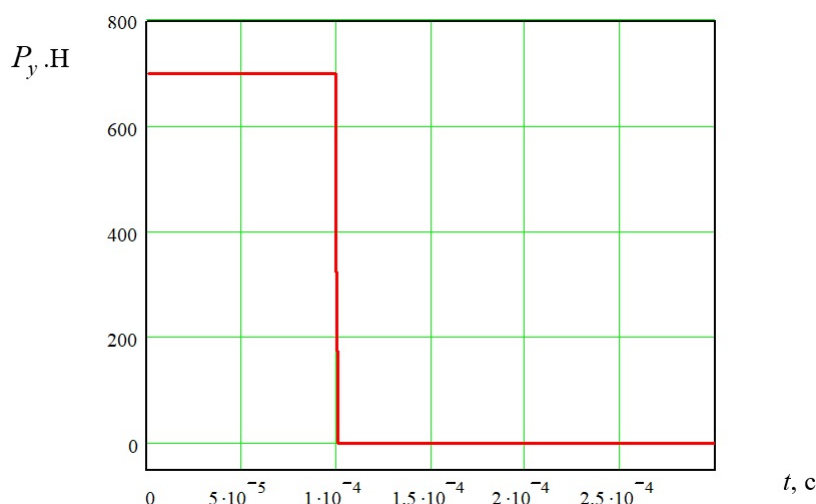


Рис. 2 – Графік зміни сили удару клина із витком конічної гвинтової заготовки  $P_y$  у часі  $t$

Зміну ширини витка конічної частини гвинтової заготовки залежно від повороту оправки можна представити залежністю

$$B = B_0 + \eta \frac{B_1 - B_0}{2\pi}, \quad (13)$$

де  $B_0$  – початкова ширина витка, мм;  $B_1$  – ширина наступного витка гвинтової заготовки, мм;  $\eta$  – кут повороту оправки, рад.

Згідно рис. 1:

$$B_1 - B_0 = S \operatorname{tg} \gamma, \quad (14)$$

де  $\gamma$  – кут нахилу твірної конічної частини гвинтової заготовки, град.

Кут повороту оправки

$$\eta = \omega t. \quad (15)$$

Підставляючи рівняння (15) та (14) у рівняння (13), одержуємо

$$B(t) = B_0 + \frac{\omega t S \operatorname{tg} \gamma}{2\pi}. \quad (16)$$

Оскільки сила подачі клина  $Q(t)$  та крутний момент  $M_{кр}(t)$  на оправці прямопропорційні зміні ширини витка  $B(t)$ , ці величини представимо зростаючими залежностями на конічній частині гвинтової заготовки із наступною стабілізацією на максимальному рівні для циліндричної частини заготовки

$$Q(t) = \frac{Q_{\max}}{t_n} t + Q_0, \quad (17)$$

де  $Q_{\max}$  – максимальна сила подачі клина на циліндричній частині гвинтової заготовки, Н;  $t_n$  – час, на протязі якого проходить поступове зростання сили подачі клина на конічній частині гвинтової заготовки, с;  $Q_0$  – мінімальна сила подачі клина на конічній частині гвинтової заготовки, Н.

Час, на протязі якого проходить поступове зростання сили подачі клина на конічній частині гвинтової заготовки визначаємо за формулою

$$t_n = \frac{2\pi k_1}{\omega}, \quad (18)$$

де  $k_1$  – кількість витків конічної частини гвинтової заготовки.

Використовуючи рівняння (17), силу подачі клина представимо залежностями

$$Q_1(t) = \frac{Q(t) + Q_{\max}(t) - |Q(t) - Q_{\max}(t)| + |Q(t) + Q_{\max}(t) - |Q(t) - Q_{\max}(t)||}{4} \quad (19)$$

Зміну сила подачі клина згідно рівняння (19) представлено у вигляді графіка на (рис. 3).

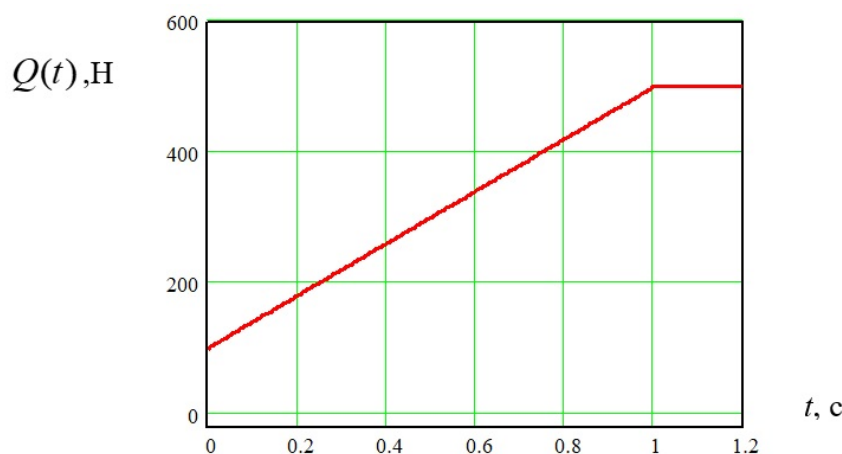


Рис. 3 – Графік зміни в часі сили подачі клина

При калібруванні витка конічної гвинтової заготовки на крок до моменту зіткнення клина із гвинтовою заготовкою, від якого і ведемо відлік часу, не відбувається деформації пружних елементів системи. Тому, початкові відносні координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для  $t = 0$  маємо

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) = 0, \varphi_2(0) = 0, \varphi_3(0) = 0, z_1(0) = 0, z_2(0) = 0, y_1(0) = 0, \\ y_2(0) = 0, y_3(0) = 0, \dot{\varphi}_1(0) = 0, \dot{\varphi}_2(0) = 0, \dot{\varphi}_3(0) = 0, \dot{z}_1(0) = 0, \\ \dot{z}_2(0) = 0, \dot{y}_1(0) = 0, \dot{y}_2(0) = 0, \dot{y}_3(0) = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (7) з початковими умовами (20) доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кута деформації шпинделя установки та оправки для калібрування в часі (рис. 4), лінійної деформації оправки для калібрування в напрямку осі  $y$  в часі (рис. 5), лінійної деформації клина в напрямку осі  $z$  в часі (рис. 6) та лінійної деформації клина в напрямку осі  $y$  в часі (рис. 7) під час здійснення процесу калібрування витка конічної гвинтової заготовки на крок.

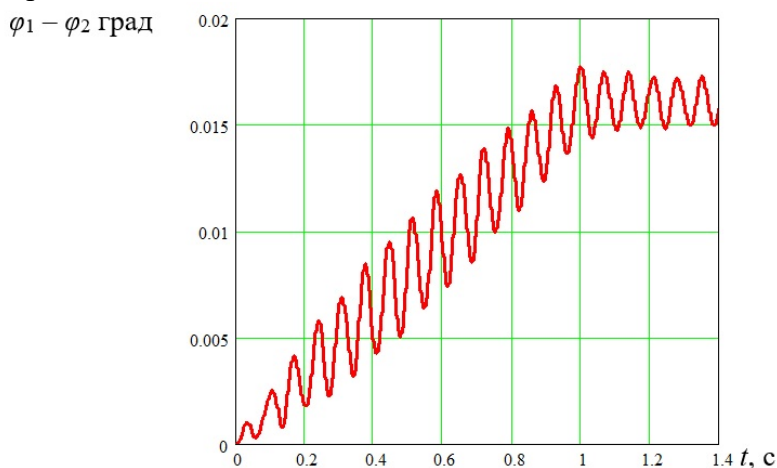


Рис. 4 – Графік зміни кута деформації шпинделя установки та оправки для калібрування

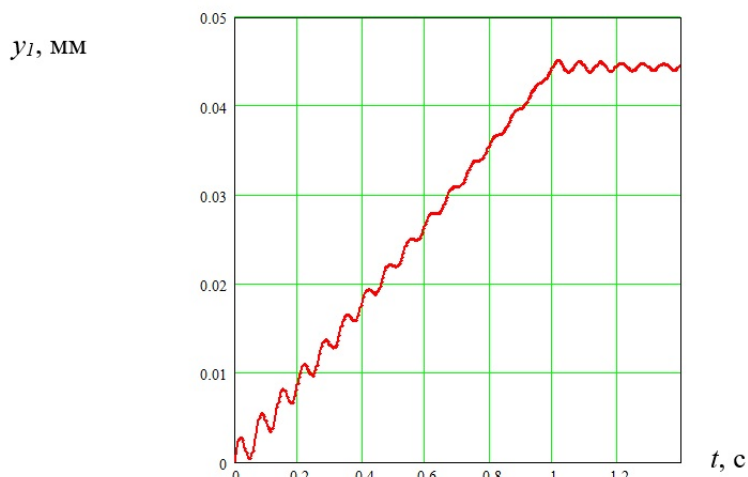


Рис. 5 – Графік зміни лінійної деформації оправки для калібрування в напрямку осі  $y$  в часі

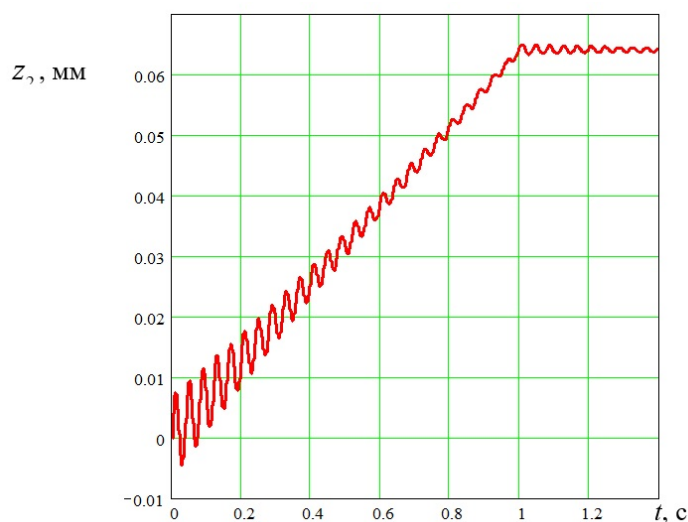


Рис. 6 – Графік зміни лінійної деформації клина в напрямку осі  $z$  в часі

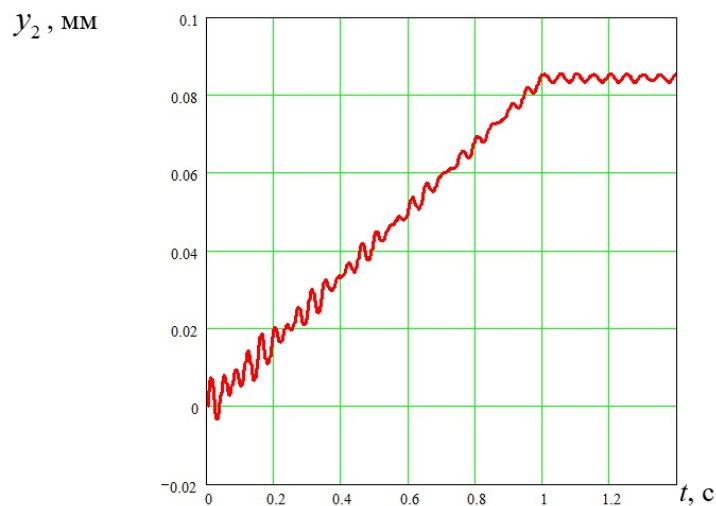


Рис. 7 – Графік зміни лінійної деформації клина в напрямку осі  $y$  в часі

**Висновок.** Запропоновані системи диференціальних рівнянь усі її складові визначались експериментально. Представлені графічні залежності дали можливість визначити деформації складових елементів системи в часі, які різко зростають в наслідок ударних навантажень, а потім поступово зростають із затухаючими коливаннями при переміщення клина до циліндричної частини заготовки.

### Література:

1. Григорьев А.М. Гибкие шнеки./ А.М. Григорьев, П.А. Преображенский. – К.: Знание, 1967. – 245 с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, А.В. Матвійчук. – Львів.: Світ, 1993. – 208 с.
3. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ / Х. Герман. – Л.: Машиностроение, 1975. – 148 с.
4. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун. – Тернопіль: ТНТУ, 2014. – 278 с.
5. Барышев А.И. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А.И. Барышев, В.А. Будашевский и др. – Донецк: Морд-Пресс, 2005. – 696 с.
6. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій, О.М. Клендій, А.О. Вітровий. – Тернопіль: Осадца, 2018. – 180 с.
7. Ляшук О. Исследование силовых параметров процесса калибровки витков винтового рабочего органа / О. Ляшук, А. Дячун, Т. Навроцька, С. Билык // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin: Rzeszow, 2016. – Vol. 18. – No 1. – P. 81-85.
8. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.П. Драган, І.Я. Новосад. – Тернопіль: Тайп, 2008. – 367 с.
9. Ляшук О.Л. Технологічний процес формоутворення сферичних поверхонь шарнірного гвинтового робочого органу / О.Л. Ляшук, Р.В. Комар, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька // Вісник ЖДТУ. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2017. – № 2 (80). – С. 105-108.

### Summary

**Lyashuk O.L., Diachun A.Y, Klendiy V.M., Teslya V.O., Navrotska T.D., Radyk M.D.** Study of the dynamics of calibrating the turn of conical screw billet on a step

*The technological process of forming the conical screw billets, which are widely used in agricultural machinery engineering, is investigated. The analytical dependences for determining the power and structural parameters are derived.*

*The graphical dependencies of changing different types of deformations during the formation of screw blanks on a step are developed. The results of studies on the change in the angle of deformation of the spindle of the installation and the mandrel for time calibration, the linear deformation of the mandrel for calibrating in the y-direction in time, the linear deformation of the wedge in the z-direction in time, and the linear deformation of the wedge in the y-direction in time during the calibration process turn a conical screw billet in one step.*

**Keywords:** dynamics, conical screw billet, calibration, technological process.

### References

1. Hryhorev A.M. Hybkye shneky./ A.M. Hryhorev, P.A. Preobrazhenskyi. – K.: Znanye, 1967. – 245 s.
2. Mekhanizmy z hvyntovymy prystroiamy / B.M. Hevko, M.H. Danylchenko, R.M. Rohatynskyi, M.I. Pylypets, A.V. Matviichuk. – Lviv.: Svit, 1993. – 208 s.
3. Herman Kh. Shnekovie mashyni v tekhnolohyy FRH / Kh. Herman. – L.: Mashynostroenye, 1975. – 148 c.
4. Naukovo-prykladni osnovy stvorennia hvyntovykh transportno-tekhnolohichnykh mekhanizmiv / R.M. Rohatynskyi, I.B. Hevko, A.Ie. Diachun. – Ternopil: TNTU, 2014. – 278 s.

5. Barishev A.Y. Raschet y proektyrovanye transportnykh sredstv neperervnogo deistviya / A.Y. Barishev, V.A. Budashevskiy y dr. – Donetsk: Mord-Presa, 2005. – 696 s.
6. Pidvyshchennia tekhnolohichnoho rivnia protsesiv zavantazhennia ta perevantazhennia materialiv u hvyntovykh konveierakh: monohrafiia / R.B. Hevko, R.M. Rohatynskiy, R.I. Rozum, M.B. Klendii, O.M. Klendii, A.O. Vitrovyi. – Ternopil: Osadtsa, 2018. – 180 s.
7. Liashuk O. Yssledovanye sylovikh parametrov protsessa kalybrovki vytkov vyntovoho rabocheho orhana / O. Liashuk, A. Diachun, T. Navrotska, S. Bylik // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin: Rzeszow, 2016. – Vol. 18. – No 1. – P. 81-85.
8. Tekhnolohichni osnovy formoutvorennia spetsialnykh profilnykh hvyntovykh detalei / B.M. Hevko, O.L. Liashuk, I.B. Hevko, A.P. Drahan, I.Ia. Novosad .– Ternopil: Taip, 2008. – 367 s.
9. Liashuk O.L. Tekhnolohichni protses formoutvorennia sferychnykh poverkhon sharnirnoho hvyntovoho robochoho orhanu / O.L. Liashuk, R.V. Komar, V.M. Klendii, T.D. Navrotska // Visnyk ZhDTU. Serii: Tekhnichni nauky. – Zhytomyr, 2017. – № 2 (80). – С. 105-108.

Козаченко О.В.,  
Каденко В.С.,  
Шкрегаль О.М.,  
Блезнюк О.В.,  
Макаров В.Є.

Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені П. Василенка,  
м. Харків, Україна  
E-mail: o.v.kozachenko21@gmail.com

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА КРУГОВОМУ СТЕНДІ

УДК 631.316.022.4

Наведено результати експериментальних досліджень зносостійкості різальних елементів лап культиваторів від кута  $\gamma$  їх постановки до напрямку руху. Фізичним моделюванням процесу зношування зразків різальних елементів лап в круговому каналі для випробування ґрунтообробних робочих органів доведена доцільність врахування досліджуваного параметра при розробці нових та удосконаленні існуючих ґрунтообробних робочих органів для забезпечення збереження вихідних геометричних характеристик при зношуванні поверхонь, що контактують з абразивним середовищем ґрунту. Встановлено, що значення зносу різальних елементів лап культиваторів за напрацюванням зростає із збільшенням кута  $\gamma$  в інтервалі зміни раціональних значень цього показника. Зокрема встановлено, що мінімальний шлях тертя, що зумовлює досягнення граничного значення зносу по товщині леза, яке дорівнює 1 мм, складає 180 км. Шлях тертя до граничного значення зносу збільшується із збільшенням кута  $\gamma$ . Так при  $\gamma=80^\circ$  значення цього показника становить  $S=280$  км. Аналогічна закономірність збільшення значення величини зносу від шляху тертя спостерігається і за ваговим показником. Отримані результати вказують на різну інтенсивність зношування леза лапи у випадку виконання його із змінним кутом розхилу. Перспективним напрямком забезпечення рівностійкості зношування таких робочих органів при експлуатації є застосування сучасних методів локального зміцнення по довжині різальних елементів лап культиваторів.

**Ключові слова:** лапи культиваторів, кут розхилу, форма леза, інтенсивність зношування, формоутворення, різальні елементи, шлях тертя.

**Постановка проблеми.** Технічний рівень сільськогосподарських машин суттєво залежить від надійності та терміну служби робочих органів. В найбільшій мірі це відноситься до деталей ґрунтообробних машин, для яких притаманним є висока інтенсивність зношування. На сьогодні технічний рівень ґрунтообробних машин визначається технічним рівнем їх робочих органів. Враховуючи сучасні тенденції до підвищення швидкості обробітку ґрунту, безумовно, це приводить до інтенсифікації процесу зношування. Особливо гострими питання зношування постають до робочих органів ґрунтообробних машин, в тому числі й лап культиваторів для міжрядного і суцільного обробітку ґрунту.

Головною вимогою до роботи культиваторних лап є забезпечення якісного виконання технологічного процесу при мінімальних енерговитратах. Ці показники залежать від параметрів ґрунторіжучих елементів, що змінюються при роботі лап внаслідок їх зношування. Проблема полягає в тому, що крім основного призначення робочих органів культиваторів – підрізання рослин бур'янів та рихлення поверхневого шару ґрунту, постають питання їх довговічності, що визначається збереженням вихідних характеристик форми робочих органів, та енергоємності виконання технологічного процесу.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Дослідження в напрямку підвищення ефективності робочих органів культиваторів вказують на доцільність удосконалення леза лап та раціональних параметрів руху в ґрунтовому середовищі [1,2,3,4,5]. Загальним для цих наукових досліджень є принципово новий підхід до проектування робочих поверхонь лап, що мають відмінну від серійних форму леза. В [6] запропоновано параметричний метод проектування культиваторних лап з криволінійним лезом, що забезпечує високий ступінь самоочищення від ґрунту і рослин бур'янів. Робочі органи культиваторів з криволінійною формою леза розроблені також провідними зарубіжними фірмами: «Case», «Wil-Rich», «JohnDeer» та ін. [7]. В [8] запропоновано конструкцію лапи із змінним кутом розхилу та узагальнено існуючі форми лез культиваторних лап, які можна представити за спрощеними варіантами, виходячи з їх основного конструктивного параметру – кута розхилу різальних елементів  $\gamma$  (рис.1).

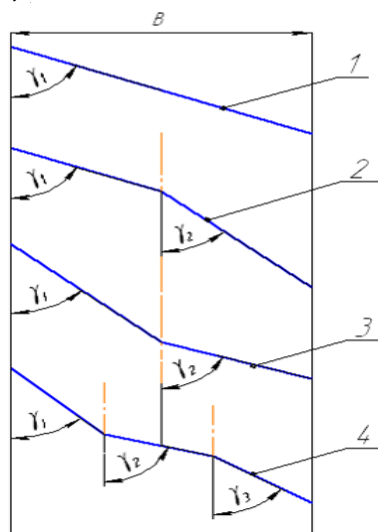


Рис. 1 – Варіанти форми леза культиваторних лап:  
1 –  $\gamma = \text{const}$ ; 2 –  $\gamma_1 > \gamma_2$ ; 3 –  $\gamma_1 < \gamma_2$ ; 4 –  $\gamma_1 < \gamma_2 > \gamma_3$

Аналіз відомих досліджень вказує на доцільність врахування кута розхилу різальних елементів  $\gamma$  при формоутворенні лапи, виходячи тільки із вимог функцій призначення. При цьому відсутні результати експериментальних досліджень впливу кута  $\gamma$  – кута постановки різальних елементів лап до напрямку руху, на інтенсивність їх зношування в реально можливому інтервалі зміни значення цього параметра. Згідно рекомендацій [9] кут розхилу лап культиваторів, в залежності від типу ґрунтів, може змінюватися в межах від  $50^\circ$  до  $80^\circ$ . Є доцільним дослідити вплив цього показника на інтенсивність зношування різальних елементів лапи в усьому раціональному інтервалі зміни його значення.

**Мета дослідження.** Експериментальним шляхом встановити вплив на інтенсивність зношування кута  $\gamma$  різальних елементів лап культиваторів та означити напрямки підвищення їх довговічності при експлуатації.

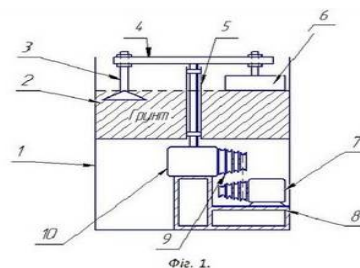
**Методика досліджень.** Проведення дослідження здійснювалося шляхом фізичного моделювання процесу зношування різальних елементів лап культиваторів при взаємодії з ґрунтовим абразивним середовищем в розробленому круговому стенді для випробування ґрунтообробних робочих органів (рис.2).

В якості дослідних зразків використано пластини, що виконані з сталі 65Г, які мають такі характеристики: довжина – 0,10 м; ширина – 0,03 м; товщина – 0,006 м; кут загострювання  $\epsilon = 30^\circ$  та глибина обробітку  $h = 0,09$  м. Експерименти проводили при постійній швидкості руху  $V = 1,0$  м/с.

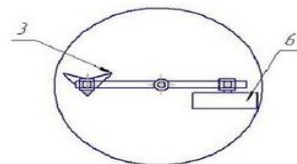




а



Фіг. 1.



Фіг. 2.

б

Рис. 2 – Круговий стенд для випробування ґрунтообробних робочих органів[10]:

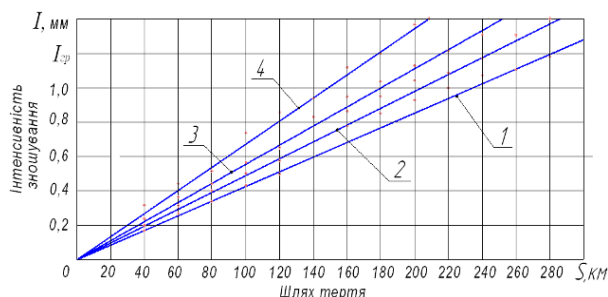
а) – загальний вид; б) – конструктивна схема:

фіг.1 – вид збоку; фіг.2 – вид зверху:

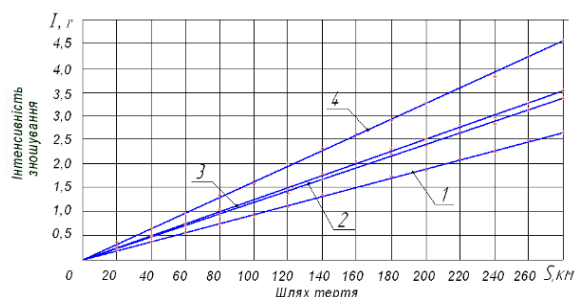
1 – рама; 2 – ґрунтовий канал; 3 – дослідний робочий орган; 4 – напрямна; 5 – вихідний вал;  
 6 – ущільнюючий каток; 7 – електродвигун; 8 – напрямні; 9 – варіатор; 10 – редуктор

В якості абразивного середовища використовували кварцовий пісок вологістю  $W=5-7\%$ . Зразки встановлювали на напрямні 4 стенду (рис.2), що дозволяє отримати заданий кут кришення  $\beta=28^\circ$ . Вимірювання середнього значення зносу леза дослідних зразків проводили в контрольних точках в п'ятикратній повторюваності. Вимірювання величини зносу зразків проводили з використанням електронного штангенциркуля марки INTERTOOL MT-3006 - точність вимірювання до 0,01 мм, ваговий знос - за допомогою ваг ACS-GW 15 з точністю вимірювання до 0,5 г з подальшою статистичною обробкою результатів випробувань на ПК.

**Результати дослідження.** Результати досліджень представлені на рис.3. Аналіз одержаних результатів вказує на суттєвий вплив кута  $\gamma$  на зносостійкість дослідних зразків різальних елементів. Така відмінність в значеннях зносу спостерігається як для лінійної характеристики зносу (рис.3,а) так й для значення вагового зносу зразків (рис.3,б).



а



б

Рис. 3 – Залежність значення зносу різальних елементів лап культиваторів від шляху тертя величини кута  $\gamma$ :

а – лінійний знос; б – ваговий знос:

1-  $\gamma = 50^\circ$ ; 2-  $\gamma = 60^\circ$ ; 3-  $\gamma = 70^\circ$ ; 4-  $\gamma = 80^\circ$

Мінімальний шлях тертя, що зумовлює досягнення граничного значення зносу по товщині леза, яке дорівнює 1 мм, складає 180 км для значення  $\gamma=80^\circ$ . Шлях тертя до граничного значення зносу збільшується із зменшенням значення кута  $\gamma$ . Так при  $\gamma=80^\circ$  значення цього показника становить  $S=280$  км. Збільшення величини кута розхилу різа-

льних елементів лап культиваторів в інтервалі значень  $\gamma$  від  $50^\circ$  до  $80^\circ$  зумовлює зростання лінійного зносу при досягненні шляху тертя 180 км, в середньому, на 0,38 мм. Аналогічна закономірність збільшення значення величини зносу від шляху тертя спостерігається і за ваговим показником. Для означеного інтервалу зміни кута  $\gamma$  ваговий знос складає 1,57 г для вихідних характеристик ґрунтового середовища. Отримані результати вказують на різну інтенсивність зношування леза лапи у випадку виконання його із змінним кутом розхилу. Перспективним напрямком забезпечення рівностійкості зношування таких робочих органів при експлуатації є доцільним застосування сучасних методів локального зміцнення різальних елементів лап культиваторів по довжині леза.

Таким чином, отримані результати дослідження вказують на те, що при формуванні профілю леза із змінним кутом розхилу, який охоплює весь допустимий інтервал значень для лап культиваторів, інтенсивність зношування по довжині леза буде відмінною. Такий підхід зумовлює різну інтенсивність зношування окремих різальних елементів лап культиваторів і, як наслідок, втрату початкової форми, що зумовлює зменшення їх ресурсу. Це є передумовою пошуку методів уповільнення інтенсивності зношування на окремих ділянках леза, наприклад, локального зміцнення твердосплавними матеріалами.

#### Висновки:

1. Підвищення ефективності роботи лап культиваторів можливо застосуванням змінного кута розхилу по довжині леза, що охоплює весь раціональний інтервал значень цього показника.

2. Збільшення величини кута  $\gamma$  розхилу різальних елементів лап культиватора від  $50^\circ$  до  $80^\circ$  зумовлює зростання при шляху тертя 180 км лінійного зносу, в середньому, на 0,38 мм і вагового – на 1,57 г для вихідних характеристик ґрунтового середовища.

3. При використанні лап культиваторів із змінним кутом розхилу по довжині леза і збереження їх початкової форми є доцільним застосування локального зміцнення різальних елементів твердосплавними матеріалами, що сприятиме збереженню вихідних геометричних параметрів при експлуатації.

#### Література:

1. Ветохін В.І. Проектування глибокорозпушувачів з урахуванням деяких аспектів деформування ґрунту / В.І. Ветохін // Техніка в с.г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – Вип.20. – С.104–109.
2. Кушнарєв А.С. Проектирование рыхлительных рабочих органов культиваторов / А.С. Кушнарєв, А.В. Бауков, В.М. Найдыш. – К.: УСХА, 1979. – 20 с.
3. Козаченко О.В. Обґрунтування профілю леза лапи культиватора мінімальної енергоємності / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, О.В. Блезнюк // Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського національного аграрного університету. – Львів: ЛНАУ, 2008. – Вип. 12, Т.2. – С. 347–353.
4. Кравчук В.И. Использование стрельчатых лап, разработанных по условиям минимального угла резания и деформации / В.И.Кравчук, В.Т.Голобородько, Л.Г.Николаева // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2000. – Вип. 1. – С. 185–193.
5. Корабельский В.И. Разработка рабочих органов почвообрабатывающих орудий для западноевропейской техники по агротехническим условиям Украины / В.И. Корабельский, В.И. Кравчук, Н.Н. Гурин // Ecological aspects of mechanizations of fertilizers application lanthrodtektion, soil tillage and crop harvesting. – Варшава, 1999.

6. Гаврильченко А.С. Параметрический метод проектирования полольных культиваторных лап с криволинейным лезвием /А.С.Гаврильченко // Зб.наук.праць Таврійської держ. агр. Академії. – Мелитополь, 2002. – Вип. 17. – С.67–71.
7. [Електронний ресурс] <http://www.johndeere.ru>.
8. Шкрегаль О.М. Обґрунтування параметрів процесу і енергозберігаючих робочих органів культиваторів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Шкрегаль Олександр Миколайович. – Харків, 2011. – 20 с.
9. Синеоков Г.Н. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин/ Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
10. Рішення про видачу патенту, МПК G01M 7/04. Лабораторний стенд для випробування робочих органів ґрунтообробних машин / Козаченко О.В., Каденко В.С., Шкрегаль О.М. та ін.; заявник та власник Козаченко О.В. – № u201603654; заявл. 06.04.16.

### Summary

**Kozachenko O.V, Kadenko V.S., Shkrega O.M, Bleznyuk O. V., Makarov V.E.**  
Study of wear resistance of cutting elements on a circular stand

*The results of experimental studies of the wear resistance of the cutting elements of cultivators' paws from the angle of their setting to the direction of motion are presented. Physical modeling of the wear process of samples of the cutting elements of the paws in the circular channel for testing the soil cultivating working organs has proved the expediency of taking into account the parameter under consideration when developing new and improving the existing soil-working tools to ensure the preservation of the initial geometric characteristics when the surfaces contacting the abrasive soil are worn.*

**Keywords:** cultivator paws, angle of solution, blade shape, intensity of wear, form formation, cutting elements, way friction.

### References

1. Vetohin V.I. Proektuvannya glibokorozpushuvachiv z urahuvannyam deyakih aspektiv deformuvannya gruntu / V.I. Vetohin // Tehnika v s.g. virobnitstvi, galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya: Zb. nauk. prats Kirovogradskogo nats. tehn. un-tu. – Kirovo-grad: KNTU, 2008. – Vip.20. – S.104-109.
2. Kushnarev A.S. Proektirovanie ryihlitelnyih rabochih organov kultivatorov /A.S. Kushnarev, A.V. Baukov, V.M. Naydyish. – K.: USHA, 1979. -20 s.
3. Kozachenko O.V. Obgruntuvannya profilyu leza lapi kultivatora minimalnoyi energoemnosti / O.V. Kozachenko, O.M. Shkregal, O.V. Bleznyuk // Agroinzhenerni dosli-dzhennya: Visnik Lvivskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu. – Lviv: LNAU, 2008. – Vip. 12, T.2. – S. 347-353.
4. Kravchuk V.I. Ispolzovanie strelchatyih lap, razrobotannyih po usloviyam minimalnogo ugla rezaniya i deformatsii / V.I. Kravchuk, V.T. Goloborodko, L.G. Nikolaeva // Mehanizatsiya silskogospodarskogo virobnitstva: Visnik Harkivskogo derzhavnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva. - Harkiv, 2000. – Vip. 1. – S. 185-193.
5. Korabelskiy V.I. Razrabotka robochih organov pochvoobrabatyivayuschih orudiy dlya zapadnoevropeyskoy tehniki po agrotehnicheskim usloviyam Ukrainyi / V.I. Korabelskiy, V.I. Kravchuk, N.N. Gurin // Ecological aspects of mechanizations of fertilizers application lanthrodtektion, soil tillage and crop harvesting. – Varshava, 1999.

6. Gavrilchenko A.S. Parametricheskiy metod proektirovaniya pololnyih kultivatornyih lap s krivolineynim lezviem /A.S. Gavrilchenko // Zb. nauk. prats Tavriyskoyi derzh. agr. Akademiyi. – Melitopol, 2002. – Vip. 17. – S.67-71.
7. [Elektronniy resurs] <http://www.johndeere.ru>.
8. Shkregal O.M. Obgruntuvannya parametriv protsesu i energozberigayuchih robochih organiv kultivatoriv: avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.05.11 / Shkregal Oleksandr Mikolayovich. – Harkiv, 2011. – 20 s.
9. Sineokov G.N. Teoriya i raschyot pochvoobrabatyivayuschih mashin/ G.N. Sineokov, I.M. Panov. M.: Mashinostroenie, 1977. – 328 s.
10. Rishennya pro vidachu patentu, MPK G01M 7/04. Laboratorniy stand dlya viprobuvannya robochih organiv gruntoobrobnihi mashin / Kozachenko O.V., Kadenko V.S., Shkregal O.M. ta in.; zayavnik ta vlasnik Kozachenko O.V. – # u201603654; zayavl. 06.04.16.

Гаврон Н.Б.,  
Кучвара І.М.,  
Шевчук О.С.,  
Конончук О.,  
Матвійшин А.Й.,  
Коваль Ю.Б.

Тернопільський національний  
технічний університет  
імені Івана Пулюя,  
м. Тернопіль, Україна,  
E-mail: ivan.kuchvara@gmail.com

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ  
ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО  
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

УДК 669.539

*В роботі обґрунтовано методику та представлено результати польових експериментальних досліджень сільськогосподарського причепа типу ПТС. Встановлено точні значення величин напружень, що виникають в конструкції несучої рами транспортного засобу при експлуатації в польових умовах. Також наведено аналітичні залежності для визначення критеріїв локального руйнування для оцінювання показників довговічності відкритих, або замкнутих тонкостінних профілів несучих систем досліджуваної техніки.*

**Ключові слова:** сільськогосподарська транспортна техніка, транспортування, напруження, експлуатаційні властивості, тракторний причеп, надійність.

**Вступ.** На сучасному рівні розвитку с/г техніки, можливостей розвитку технічних засобів та відповідного програмного забезпечення, актуальним є розвиток нових методів обґрунтування експлуатаційної надійності і живучості мобільних машин. Вимоги, що ставляться до надійності с/г машин передбачають забезпечення заданого рівня довговічності їхніх несучих систем, які, як правило, мають мати довговічність, рівну ресурсу машини до капітального ремонту або списання. Оцінка втомної довговічності металоконструкцій несучих систем мобільних с/г машин, зокрема транспортних с/г причепів, які працюють в складних експлуатаційних умовах при циклічних навантаженнях, пов'язана з вирішенням ряду основних завдань: оцінкою параметрів експлуатаційного навантаження, визначенням характеристик опору втомі натурних вузлів рамної конструкції, обмежуючих її довговічність, розрахунком довговічності, також аналітичних досліджень формування складних напружено – деформованих та граничних станів, систем критеріїв деформацій та руйнування. Характерною особливістю є те, що граничні стани з достатньою точністю ідентифікуються на етапі проектування при певному досвіді експлуатації аналогічних об'єктів, але є важко ідентифікованими прогнозованими для малосерійних об'єктів [1, 5, 10].

**Аналіз літературних джерел.** В цілому, граничним станом є технічний стан розглядуемого об'єкта, при якому його подальша експлуатація недопустима. Для характеристик умов і моменту настання граничного стану, контролю показників надійності встановлюються критерії відказів і граничних станів, які є базою розрахункової оцінки показників надійності технічних систем [1, 2]. Критеріальна оцінка міцності і прогнозування ресурсу роботи металоконструкцій сільськогосподарських машин складається з теоретичної та експериментальної частин [3]. Складність вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи, полягає перш за все у різнопрофільному наборі складових елементів цих конструкцій та специфіки їх з'єднань між собою. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх циклічної деформативності зі структурною зміною матеріалу в біляшовній зоні у відповідності до конкретної технології виготовлення, особливо, складних зварних стикових з'єднань, а також

геометрії поперечних перетинів тонкостінних елементів, відкритого та замкнутого профілю. Реалізація методики вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи конструкцій, включає одержання аналітичних залежностей для визначення критеріїв локального руйнування, в даному випадку відкритих або замкнутих тонкостінних профілів [3, 4]:

1. критичне значення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН)  $K_{Ic}$ ,  $K_{IIc}$ ,  $K_{IIIc}$ ;
2. критичне розкриття берегів тріщини в її вершині  $\delta$  с;
3. густину енергії руйнування або ефективну поверхневу енергію  $\gamma_e$  – роботу яку необхідно затратити на утворення одиниці вільної поверхні.

Також з метою кількісної оцінки опору розвиткові тріщини застосовують поняття інтенсивності вивільнення енергії деформації  $G_{Ic}$ ,  $J$ -інтеграл.

Так як тонкостінні елементи тримких конструкцій сільськогосподарських машин часто працюють при дії сил розтягу і згинальних моментів, то їх руйнування частіше всього відбувається шляхом розвитку тріщин нормального відриву. В такому випадку НДС залежить від величини  $K_I$  [5].

Основні характеристики тріщиностійкості зв'язані наступним співвідношенням [1, 4]

$$2 \cdot \gamma_e = \sigma_0 \cdot \delta_c = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot K_{Ic}^2 = G_{Ic} = J_{Ic}. \quad (1)$$

**Результати досліджень.** У с/г машинобудуванні поширеними є металоко-  
 нструкції тримких рам мобільних машин, які виготовляються з гнутого чи гарячекатаного швелера, тонкостінних труб. Оскільки для швелера найбільш ймовірним місцем зародження тріщин є вершина його полицок, КІН визначається у вершині тріщини при дії на швелер відповідного зовнішнього силового фактору. Рішення аналогічної задачі теорії тріщин пов'язане із значними труднощами, які виникають з причини складної для даних розрахунків конфігурації швелера. Для розв'язання такої задачі застосовується інтерполяційний метод Нейбера.

Для знаходження величини розкриття тріщини, яка виходить з вершини полиці швелера, що знаходиться під дією згинального моменту у залежності від її розмірів доцільним є застосування відомого методу еквівалентних станів, у результаті одержується

$$\begin{aligned} \delta_I = & 6,394 \cdot \frac{\sigma_T}{I^2 \cdot E} \cdot \ln \left( \sec \left( \frac{\pi \cdot \sigma_{(0)}}{2 \cdot \sigma_T} \right) \right) \times \\ & \times \frac{\left( \left( 1 - \frac{l}{H + 2 \cdot b} \right) \cdot l \cdot h \right)}{\left( \left( 1 - \frac{l}{H + 2 \cdot b} \right) \cdot h + ((H + 2 \cdot b) + 7,99 \cdot l) \right)} \times \\ & \times \left[ \left( \frac{H}{2} \right)^{0,5} - \left( \frac{h}{2} \right)^{0,5} \cdot \left( 1 - \frac{h}{h-l} \right) \right]^4 \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\delta_I$  – величина розкриття тріщини;  $\sigma_{(0)}$  – напруження якими розтягується пластина;  $\sigma_T$  – межа текучості металу швелера;  $E$  – модуль пружності першого роду.

При розгляді тонкостінної прямокутної труби, що знаходиться під дією стисненого кручення (наприклад, з'єднання поперечини і лонжерона с/г причепа), яка ослаблена наскрізною тріщиною, що поширюється з кута перетину у напрямку кожної з стінок КІН для горизонтальної стінки  $K_{I(1)}$  і для вертикальної стінки  $K_{I(2)}$

$$\begin{cases} K_{I(1)} = \sigma_{\omega} \sqrt{a \cdot \varepsilon_1} \cdot F_1^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1) \\ K_{I(2)} = \sigma_{\omega} \sqrt{b \cdot \varepsilon_2} \cdot F_2^{(B_{\omega})}(\varepsilon_2) \end{cases} \quad (3)$$

$$F_1^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1) = \frac{(b-a)(S_1+S_2)}{(a+b)S_2} \left( \frac{1.058 + 4.684\varepsilon_1 + 9.126\varepsilon_1^2}{-25.254\varepsilon_1^3 + 40.602\varepsilon_1^4} - \right); \quad (4)$$

$$F_2^{(B_{\omega})}(\varepsilon_2) = \frac{(b-a)(S_1+S_2)}{(a+b)S_1} \left( \frac{1.193 + 9.099\varepsilon_2 + 126.653\varepsilon_2^2}{-704.649\varepsilon_2^3 + 1864.595\varepsilon_2^4 - 2234.832\varepsilon_2^5 + 1019.341\varepsilon_2^6} - \right). \quad (5)$$

де  $\sigma_{\omega}$  – нормальні секторальні напруження при стисненому крученні, МПа;  $a$  і  $b$  ширина горизонтальної та вертикальної стінки профілю, м;

$$\varepsilon_1 = \frac{l}{a}, \quad \varepsilon_2 = \frac{l}{b}, \quad S_1 = a \cdot \delta_1, \quad S_2 = b \cdot \delta_2 \quad (6)$$

$F_1^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1, \varepsilon_2), F_2^{(B_{\omega})}(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$  – функції поправки, які враховують зміну геометрії тонкостінного замкнутого профілю при поширенні у ньому втомної тріщини.

Отже, для проведення повної і ефективної критеріальної оцінки несучих рам мобільних с/г машин необхідно визначити силові фактори, які діють у найбільш небезпечних перетинах. Оптимальним є встановлення силових факторів при проведенні тензометричних досліджень напруженості несучої рами машини в реальних умовах експлуатації.

Приведені результати уточнюючих експериментальних досліджень на основі результатів польових досліджень несучої рами с/г причепа, проведених на полях Зборівського коледжу ТНТУ ім. І. Пулюя (Тернопільська обл.). Для зменшення трудомісткості експериментальних досліджень причепа тракторного 2ПТС – 4, при збереженні необхідної точності результатів вимірів, застосовано наступні методичні прийоми [6, 7]:

— для попереднього аналізу і обґрунтування режиму випробувань опрацювали інформацію для тих типових варіантів експлуатації, при яких амплітуди напружень можуть перевищувати межі витривалості деталей. При транспортних роботах довжина гону становила 1200 м.;

— для тензометрування вибрали типові для даної машини операції;

— на підставі досліджень літературних джерел [4, 5, 6, 7, 10, 13] кількість тензорезисторів, наклеєних на несучу металоконструкцію причепа, була обмежена;

— датчики встановлюються в місцях з одновісним напруженим станом, отже вимірювання напружень є можливим за допомогою одного тензорезистора, наклеєного вздовж осі дії сили, тензорезистори наклеювалися симетрично з обох сторін рами.

З урахуванням попередніх полігонних випробувань вказаного сільськогосподарського причепа, для проведення експериментальних досліджень у польових умовах використано 12 тензорезисторів КФ5П1 – 1- 200, які розміщувались у найбільш навантажених місцях з високою концентрацією напружень (рис.1) [7, 8]. Враховуючи симетричність конструкції тензорезистори наклеювалися в зонах зварних з'єднань лонжеронів з поперечинами на відстані 10мм від країв з обох сторін причепа (рис. 1). В цілому, стабільність режиму досліджень контролюється дотриманням швидкості руху, завантаження причепа, тиском у шинах коліс.

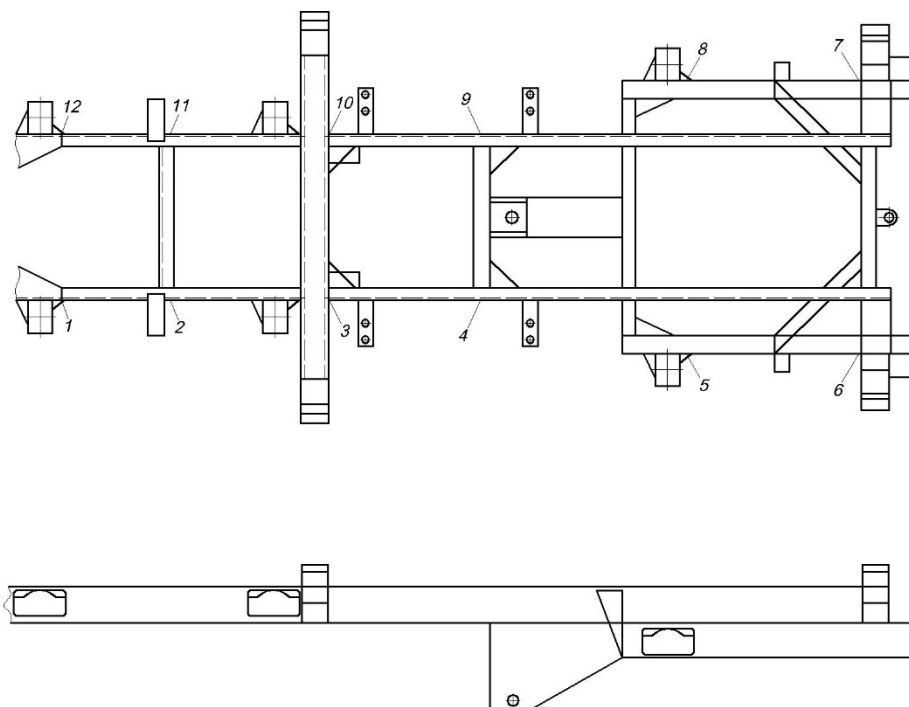


Рис.1 –Схема розміщення тензорезисторів на металоконструкції несучої рами причепа сільськогосподарського 2ПТС – 4

У зв'язку зі світовими тенденціями розвитку експериментальних досліджень складних несучих металоконструкцій в реальних умовах експлуатації, випробування причепа проводились з використанням універсальної вимірювальної системи (УВС) [8], яка працює у автономному режимі через вбудований мікрокомп'ютер з реєстрацією інформації на зовнішній ПК при з'єднанні через LPT-порт. Дана система складається з комплексу різномісцевих датчиків: тензорезисторів, датчиків кутових швидкостей, віброакселерометрів, динамометрів, пристроїв для енергетичної оцінки машин та ін., які безпосередньо кріпляться на металоконструкції досліджуваної машини, УВС, яка забезпечує підсилення, фільтрацію і реєстрацію статодинамічних сигналів, а також пакету програм для функціонування системи та статистичної обробки одержаних даних. Універсальність системи визначається можливістю підключення різноманітних датчиків, що забезпечується вимірювальними модулями з універсальними вимірювальними каналами (1-8). Дана схема реалізується при автономному режимі роботи системи. При роботі з зовнішнім комп'ютером загальне число вимірювальних каналів 32, з яких 8 – універсальні, а 24 (9-32) забезпечують роботу тільки з вихідними сигналами у вигляді напруги з нижнім діапазоном  $\pm 1,25\text{В}$ .

Основні технічні характеристики універсальних вимірювальних каналів:

- мінімальний опір резистивних датчиків: 50 Ом;
- живлення датчиків напругою постійного струму: 0,5В; 2,0В; 5,0В;
- коефіцієнт підсилення в режимі роботи з тензорезисторами: 100×1; 2; 4; 8; 16; 32; 64; 128;
- режим вимірювань – статодинаміка; діапазон початкового балансування тензомостів  $\pm 2\%$ ;
- температурний дрейф нуля, не більше  $\pm 1\text{мкВ}/^\circ\text{C}$ ; основна похибка каналу не більше  $\pm 0,2\%$ ;
- діапазон компенсації можливого зміщення нуля:  $\pm 5\text{В}$ ;
- частоти зрізу ФНЧ: 4; 8; 16; 20; 32; 40; 64; 80; 128Гц.

Перед проведенням випробувань проводилося тарування датчиків (у кількості 10% відібраної партії) та тензометричних каналів реєструючої системи.



Полеві тензометричні випробування проводилися з урахуванням пробігів тракторних причепів різними типами доріг [10]: пробіг асфальтовими дорогами становить, в середньому, 40%, загальний пробіг ґрунтовими дорогами різних категорій становить до 60%. Навантаження причепа - 4400 кг (вище від номінального на 10%) при рівномірному розміщенні вантажу на платформі кузова, тиск у шинах – 3.5 атм., швидкість змінювалася у залежності від режиму транспортування: на ґрунтовій дорозі - 20 км/год., при русі по полю, поперек борін - 8 км/год. Дослідження проведено при агрегуванні причепа з трактором МТЗ – 50, результати відображено у табл.1.

Таблиця 1

**Результати уточнюючих тензометричних досліджень несучої рами  
сільськогосподарського причепа 2ПТС – 4 в експлуатаційних умовах**

№ п/п	№ датч.	Ґрунтова дорога, робоча швидкість $V=20$ км/год., довжина гону 1200 м., тиск у шинах коліс 3.5 атм. Навантаженням причепа 4.4 т.			Рух полем поперек борін, робоча швидкість $V=8$ км/год, довжина гону 400 м., тиск у шинах коліс 3.5 атм. Навантаженням причепа 4.4 т.		
		Ам- плітуда макс. напруж. $A_{max}$ , МПа	Ам- плітуда середн. напруж. $A_{сер.}$ МПа	Амплітуда мін. напруж. $A_{min}$ , МПа	Амплітуда макс. напруж. $A_{max}$ , МПа	Ам- плітуда середн. напруж. $A_{сер.}$ МПа	Ам- плітуда мін. напруж. $A_{min}$ , МПа
1.	I	89	62	35	135	64	37
2.	II	66	50	34	90	56	32
3.	III	129	69	31	186	78	30
4.	IV	95	60	34	180	77	31
5.	V	120	49	32	189	81	39
6.	VI	75	55	33	159	69	36
7.	VII	88	61	34	133	63	38
8.	VII	67	51	35	94	55	31
9.	IX	130	68	32	182	77	29
10.	X	94	61	33	177	76	32
11.	XI	121	50	31	185	80	38
12.	XII	95	56	32	161	68	35

**Висновки.** Подано результати проведених експериментальних польових досліджень причепа тракторного 2ПТС – 4. На основі чого запропоновано створення відправної бази вироблення критеріїв оцінки міцності найбільш поширених перетинів несучих металоконструкцій с/г причепів з позицій тріщинотривкості виходячи з факторів їх початкової дефектності у поєднанні з експлуатаційними дослідженнями в реальних умовах експлуатації машин на найбільш характерних рельєфах з вибором особливо-стей оброблюваних площ.

#### **Література:**

1. Москвичев В. В. Основы конструкционной прочности технических систем и инженерных сооружений: В 3 т. – Т.1: Постановка задач и анализ предельных состояний. – Новосибирск: Наука, 2002. – 106 с.
2. РД 50-650-86. Методические указания. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований к надежности. - М.: Изд-во стандартов, 1988. -22с.

3. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. Підручник-посібник. Тернопіль. "Збруч", 2003. -332с.
4. Попович П. В. Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ: дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук: 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / П. В. Попович — Тернопіль, 2015. — 443 с.
5. Попович П.В. Алгоритм оцінки базових експлуатаційних властивостей колісних сільськогосподарських транспортних засобів / Попович П., Шевчук О., Ляшук О.Л., Матвійшин А.Й. // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2017. – Вип. № 181. – С. 198 - 203.
6. Ускоренные ресурсные испытания складного прицепа для легкового автомобиля / А.Бажанов, С. Чабан, О. Возненко // Труды Одесского политехнического университета. Выпуск 2(8)'- 1999. – С. 108-113.
7. Методика ускоренных прочностных испытаний несущих систем машин на полигоне КубНИИТиМ//Всесоюзное объединение „Союзсельхозтехника” Совета Министров СССР. - Новокубанск: КубНИИТиМ, 1968. -213с.
8. Універсальна вимірювальна система для дослідження динаміки сільськогосподарських машин / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, В.І. Костюк, В.О. Тесленко, В.І. Залужний // Надійність і довговічність машин і споруд, 2005. – Вип. 25. – С. 112-119.
9. P. Popovych. The study of fatigue failure performance of vehicle metal structures used in transportation of corrosive materials //P. Popovych, L. Poberezhna, O. Tson, O. Shevchuk, O. Lyashuk/ Acta Mechanica Slovaca Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Košice. Vol. 21, № 1. P. 48-52.
10. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
11. Popovych. P. V. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages / P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk // INMATEH – Agricultural Engineering. Sep-Dec 2016, Vol. 50, Issue 3, pp.39–46.
12. Popovych. P. V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I. M., Poberezhna L.Ya. // INMATEH – Agricultural Engineering. 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113–119.
13. Попович П. Комплексний аналіз надійності несучих систем тракторних причепів при їхній експлуатації //Попович П., Рибак Т./ Механізація сільськогосподарського виробництва. - Вісник ХНТУСГ, Вип. 93 Харків, 2010. -С. 411-414.

## Summary

**Havron N.B., Kuchvara I.M., Shevchuk O.S., Kononchuk O., Matviishyn A.Y., Koval Y.J.** Experimental investigation of agricultural vehicle operative loading

*In paper methodology is substantiated and results are presented for field experimental researches of an agricultural trailer. The exact values of the stresses that arise in the design of the carrier frame of the vehicle during operation in field conditions are established. Also analytical dependencies for determining the criteria of local destruction to assess the durability indicators, in the case, open or closed thin-walled profiles of the investigated machine bearing systems are given.*

**Keywords:** agricultural vehicle, transportation, tension, operational properties, trailer, reliability.

## References

1. Moskvichev V. V. Osnovy konstrukcionnoj prochnosti tehniceskikh sistem i inzhenernyh sooruzhenij: V 3 t. – T.1: Postanovka zadach i analiz predel'nyh sostojanij. – Novosibirsk: Nauka, 2002. – 106 s.
2. RD 50-650-86. Metodicheskie ukazaniya. Nadezhnost' v tehnike. Sostav i obshhie pravila zadaniya trebovanij k nadezhnosti. - M.: Izd-vo standartov, 1988.-22s.
3. Ribak T.I. Poshukove konstruivannja na bazi optimizacii resursu mobil'nih sil's'kogospodars'kih mashin. Pidruchnik-posibnik. Ternopil'. "Zbruch", 2003.-332s.
4. Popovich P. V. Metodi ocinki resursu nesuchih sistem prichipnih mashin dlja vnesennja dobriv z vrahuvannjam vplivu agresivnih sredovishh: disertacija na zdobuttja naukovoogo stupenja doktora tehnicnih nauk: 05.05.11 – mashini i zasobi mehanizacii sil's'kogospodars'kogo virobnictva / P. V. Popovich — Ternopil', 2015. — 443 s.
5. Popovich P.V. Algoritm ocinki bazovih ekspluatacijnih vlastivostej kolisnih sil's'kogospodars'kih transportnih zasobiv / Popovich P., Shevchuk O., Ljashuk O.L., Matviishin A.J. // Visnik HNTUSG. – Harkiv, 2017. – Vip. № 181. – S. 198 - 203.
6. Uskorennye resursnye ispytaniya skladnogo pricepa dlja legkovogo avtomobilja / A. Bazhanov, S. Chaban, O. Voznenko // Trudy Odesskogo politehnicheskogo universiteta. Vypusk 2(8)'– 1999. – S. 108-113.
7. Metodika uskorennyh prochnostnyh ispytanij nesushhih sistem mashin na poligone KubNIITiM//Vsesojuznoe ob#edinenie „Sojuzsel'hoztehnika” Soveta Ministrov SSSR. - Novokubansk: KubNIITiM, 1968.-213s.
8. Universal'na vimirjuval'na sistema dlja doslidzhennja dinamiki sil's'kogospodars'kih mashin / T.I. Ribak, M.I. Pidgurs'kij, V.I. Kostjuk, V.O. Teslenko, V.I. Zaluzhnyj // Nadijnist' i dovgovichnist' mashin i sporud, 2005. – Vip. 25. – S. 112-119.
9. P. Popovych. The study of fatigue failure performance of vehicle metal structures used in transportation of corrosive materials //P. Popovych, L. Poberezhna, O. Tson, O. Shevchuk, O. Lyashuk/ Acta Mechanica Slovaca Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Košice. Vol. 21, № 1. P. 48-52.
10. Shhurin K.V. Prognozirovanie i povyshenie ustalostnoj dolgovechnosti nesushhih sistem sel's'kohozjajstvennyh traktornyh sredstv/ Dissert. dokt. tehn. nauk. – Orenburg: OPI, 1994. – 423s.
11. Popovych. P. V. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages / P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk // INMATEH – Agricultural Engineering. Sep-Dec 2016, Vol. 50, Issue 3, pp.39–46.
12. Popovych. P. V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I. M., Poberezhna L.Ya. // INMATEH – Agricultural Engineering. 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113–119.
13. Popovich P. Kompleksnij analiz nadijnosti nesuchih sistem traktornih prichepiv pri ihnij ekspluatacii //Popovich P., Ribak T./ Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobnictva. - Visnik HNTUSG, Vip. 93 Harkiv, 2010.-S. 411-414.

Лімонт А.С.<sup>1</sup>,  
Климчук В.М.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Житомирський агротехнічний  
коледж,

м. Житомир, Україна,  
E-mail: lajla2412@ukr.net

<sup>2</sup>Інститут сільського господарства  
Полісся НААНУ,  
м. Житомир, Україна

**ВПЛИВ РЕЖИМУ РОБОТИ ПІДБИРАЛЬНОГО  
БАРАБАНА ПРЕС-ПІДБИРАЧІВ І ПАРАМЕТРІВ  
СКОЧУВАНОВОГО ШАРУ ЛЬОНОТРЕСТИ НА  
МАСУ ЇЇ РУЛОНІВ**

УДК 633.521:631.172

*Режим роботи підбирального барабана прес-підбирачів оцінювали кроком граблин та масою трести, що відокремлюють і захоплюють від масиву стрічки льоносировини на полі пальці однієї граблини, та показником кінематичного режиму підбирального барабана. За параметри скочуваного в пресувальній камері шару стебел трести прийняті відношення довжини і лінійної маси цього шару відповідно до довжини і лінійної маси стрічки трести, що піднята з поля для формування рулону. Залежно від досліджуваних факторів маса рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 зменшується за рівняннями прямих і гіпербол.*

**Ключові слова:** льонотреста, збирання, прес-підбирач, підбиральний барабан, пресувальна камера, рулон, маса.

**Вступ.** В недалекому минулому в Україні виготовляли до 17 % світового обсягу виробництва льоноволокна [1], посівна площа льону-довгунця доходила до 238 тис. га, а льонарство забезпечувало більше половини усіх грошових надходжень від рослинництва, що сприяло соціально-економічному розвитку поліського села [2]. Серед сільськогосподарських культур льон-довгунець в найбільшій мірі визначає і формує національну безпеку держави та її складові (воєнну, екологічну, продовольчу і медичну). Це безвартна культура та що сприяє гармонійному розвитку людини [3]. Проте за останні десятиріччя льонарство в Україні зазнало значної кризи і занепаду. В низці публікацій, наприклад в [4, 5, 6], з'ясовані причини цієї кризи і занепаду. Розглядаючи проблему відродження льонарства в Україні, дослідники [5] зазначають, що на рівні безпосередніх виробників льону-довгунця слід поліпшити технологію вирощування та переробки льону-довгунця, звернувши увагу перш за все на збирання льонотрести.

**Постановка проблеми.** В країнах Західної Європи, Росії і Білорусі збирання льонотрести здійснюють за рулонною технологією. Таку технологію рекомендовано і для впровадження в Україні [1]. Основним засобом механізації за рулонної технології є прес-підбирачі, що формують при збиранні льонотрести її упаковки циліндричної форми у вигляді рулонів. Проте в проблемі механізованого збирання льонотрести з використанням рулонних прес-підбирачів залишилася поки що ще нез'ясованою низка питань, про деякі з них і буде йти мова в цьому повідомленні.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Рулони оцінюють товарними якостями і технологічними параметрами формування рулону [7, 8]. До товарних якостей відносять діаметр, ширину і щільність рулону та пошкодження стебел трести в ньому і масу упаковки, а до технологічних параметрів процесу формування рулону – лінійну масу стрічки трести (кг/м), що піднімають з поля; довжину (м) стрічки, що підібрана з поля для формування рулону; довжину (м) шару стебел трести, скоченого (запресованого) в рулон та лінійну масу (кг/м) шару стебел трести в рулоні. Досліджено [9] вплив показника кінематичного режиму підбирального барабана прес-підбирачів, кроку граблин, маси трести, яку відокремлюють і захоплюють пальці однієї граблини від масиву стрічки трести на полі, відношення довжини і лінійної маси шару стебел трести в рулоні відповідно до до-

вжини і лінійної маси піднятої з поля стрічки трести для формування рулону на пошкодження стебел трести в рулоні і його щільність.

Охарактеризована [10, 11] зміна щільності і пошкодження стебел трести в рулоні залежно від його маси та пошкодження стебел трести в рулоні від його щільності. 10-відсоткове пошкодження стебел в рулоні можливе в упаковках формування прес-підбирачем ПР-1,2Л за їх щільності  $106,8 \text{ кг/м}^3$ , а в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 – за щільності  $84,5 \text{ кг/м}^3$ . При граничній щільності рулонів  $120 \text{ кг/м}^3$ , за якої уможлиблюється належне вентилявання упаковок льонотрести підігрітим повітрям, маса рулонів не повинна перевищувати 134,7 кг, а щільність рулонів  $85 \text{ кг/м}^3$  може бути забезпечена за їх маси 97,2 кг. Пошкодження трести, яке не перевищує 10 %, спостерігалося при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л, що формує рулони масою 121,5 кг, а при використанні прес-підбирача ППР-110 – масою 96,3 кг. Проаналізована [11] зміна пошкодження стебел трести в рулоні, його щільності і маси залежно від лінійної маси стебел трести в рулоні та зміна цього показника від швидкості руху прес-підбирачів, кроку граблин і маси трести, яку відокремлюють і захоплюють пальці однієї граблини від масиву стрічки трести на полі, показника кінематичного режиму підбирального барабана та відношень довжини і лінійної маси шару стебел в рулоні відповідно до довжини і лінійної маси стрічки трести, що піднята з поля для формування рулону.

Зміна маси рулону залежно від масової секундної подачі трести в прес-підбирачі наведена в [10], а в [12] та [13] – наведені відповідно графіки зміни маси  $m_p$  рулонів залежно від швидкості руху  $v_p$  прес-підбирачів з пресувальними камерами (ПК) змінного і сталого об'ємів і установки регуляторів щільності рулонів (РЩР) в різні положення та рівняння, що описують відповідні кількісні зміни  $m_p$  залежно від  $v_p$  з урахуванням положень РЩР. Інформація про масу рулонів формування прес-підбирачами з різними ПК наведена і в [14]. Залишився нез'ясованим характер зміни маси рулонів залежно від технологічних параметрів процесу їх формування за винятком лінійної маси шару стебел в рулоні.

*Мета дослідження* полягала у з'ясуванні впливу технологічних параметрів процесу формування рулонів на їх масу як фактора, що визначає щільність упаковок і пошкодження стебел трести в них та ефективність використання навантажувачів трести і транспортних засобів, які здійснюють її перевезення.

*Завдання дослідження:* 1) дослідити зміну маси рулонів залежно від кроку граблин підбирального барабана прес-підбирачів та маси трести, що відокремлюють і захоплюють пальці однієї граблини від масиву стрічки льоносировини на полі, та подають в ПК прес-підбирачів для формування рулонів; 2) з'ясувати зміну маси сформованих рулонів залежно від показника кінематичного режиму підбирального барабана; 3) проаналізувати вплив відношення довжини шару стебел трести в рулоні до довжини її стрічки на полі, що піднята прес-підбирачем для формування рулону; 4) виявити характер зміни маси рулону залежно від відношення лінійної маси шару стебел трести в ньому до лінійної маси стрічки льоносировини, яку піднімає прес-підбирач з поля.

**Об'єкт і методика дослідження.** Об'єкт дослідження – використання льяного прес-підбирача ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму і сінного прес-підбирача ППР-110 з ПК сталого об'єму на підбиранні стрічок трести і формуванні її рулонів. Прес-підбирачі агрегували з трактором МТЗ-80, який в умовах дослідження працював на швидкостях 4,26 км/год та 7,25 і 8,90 км/год. РЩР установлювали в мінімальне, основне та максимальне положення. Стрічки виготовленої трести з урожайністю 21,7 ц/га та лінійною масою 0,33 кг/м були утворені із льоносоломи розстеленої льонозбиральним комбайном ЛК-4А при збиранні льону-довгунця сорту Ірма із шириною захвату 1,52 м. Прес-підбирач ПР-1,2Л був відрегульований на формування рулонів, що мали однакові з рулонами формування прес-підбирачем ППР-110 діаметр 1,1 і ширину 1,2 м.

В дослідженні деякі із факторіальних ознак розглядали як показники, що характеризують режим роботи підбирального барабана прес-підбирачів. До таких показників віднесли подачу прес-підбирача на один ряд пальців підбирального барабана, що дорівнює кроку граблин. Крок граблин підбирального барабана визначає довжину стрічки трести, яку піднімає один ряд пальців барабана або інакше – шлях, що проходить прес-підбирач за час входу в стрічку і виходу з неї пальців двох суміжних граблин [15]. До таких показників віднесли і масу трести, що відокремлюють і захоплюють від масиву стрічки льоносировини на полі пальці однієї граблини, та показник кінематичного режиму підбирального барабана.

Відношення лінійної маси (кг/м) шару стебел трести в рулоні до лінійної маси (кг/м) її стрічки, що піднімає з поля прес-підбирач, В.М. Климчук [7] назвав загальним коефіцієнтом, який враховує зміну лінійної маси стрічки при переході «поле – упаковка», а Н.О. Толстушко [16] і її співавтори – коефіцієнтом ущільнювання стрічки трести, що піднімає прес-підбирач з поля, перед намотуванням її на рулон в ПК прес-підбирача.

Методика визначення досліджуваних факторіальних ознак і маси рулонів наведені в попередніх статтях і зокрема в [11], а обробка зібраних і опрацьованих експериментальних даних здійснена з використанням стандартних комп'ютерних програм.

**Результати дослідження.** Крок граблин змінювався в межах: у прес-підбирачі ПР-1,2Л від 177 до 370 мм, а у прес-підбирачі ППР-110 – від 149 до 313 мм. Маса трести, яку відокремлювали і захоплювали пальці однієї граблини, приймала значення в межах: у прес-підбирачі ПР-1,2Л від 0,058 до 0,122 кг, а у прес-підбирачі ППР-110 – від 0,049 до 0,103 кг. Показник кінематичного режиму підбирального барабана прес-підбирача ПР-1,2Л змінювався від 1,22 до 2,56, а прес-підбирача ППР-110 – від 1,44 до 3,02. Відношення довжини шару стебел трести в рулоні до довжини стрічки трести, що піднята з поля для формування рулону, при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л змінювалося від 0,512 до 1,1, а прес-підбирача ППР-110 – від 0,664 до 1,39.

Відношення лінійної маси шару стебел трести в рулоні до лінійної маси стрічки трести на полі при її підбиранні і формуванні рулонів прес-підбирачем ПР-1,2Л приймало значення від 0,91 до 1,91, а прес-підбирачем ППР-110 – від 0,54 до 1,18. Маса рулону трести формування прес-підбирачем ПР-1,2Л коливалася від 85 до 124 кг, а прес-підбирачем ППР-110 – від 90 до 140 кг.

Маса рулонів формування досліджуваними прес-підбирачами на всіх режимах роботи підбирального барабана і зміни показників оцінних параметрів шару стебел трести в пресувальній камері у визначених межах із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення зростала за прямолінійними залежностями.

Експериментальні значення кроку граблин  $t_{гр}$  і маси трести  $m_{тг}$ , що відокремлюють і захоплюють пальці однієї граблини від масиву стрічки льоносировини на полі, та маси рулонів  $m_p$  наведені на рисунку (позиції «а» і «б»).

З рисунка видно, що маса рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 із збільшенням  $t_{гр}$  і  $m_{тг}$  зменшується. Характер цього зменшення однаковий і відбувається за прямими, що наведені на рисунку. В табл. 1 наведені рівняння цих прямих з від'ємними кутовими коефіцієнтами. Із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення маса рулонів на досліджуваних рівнях  $t_{гр}$  і  $m_{тг}$  зростає.

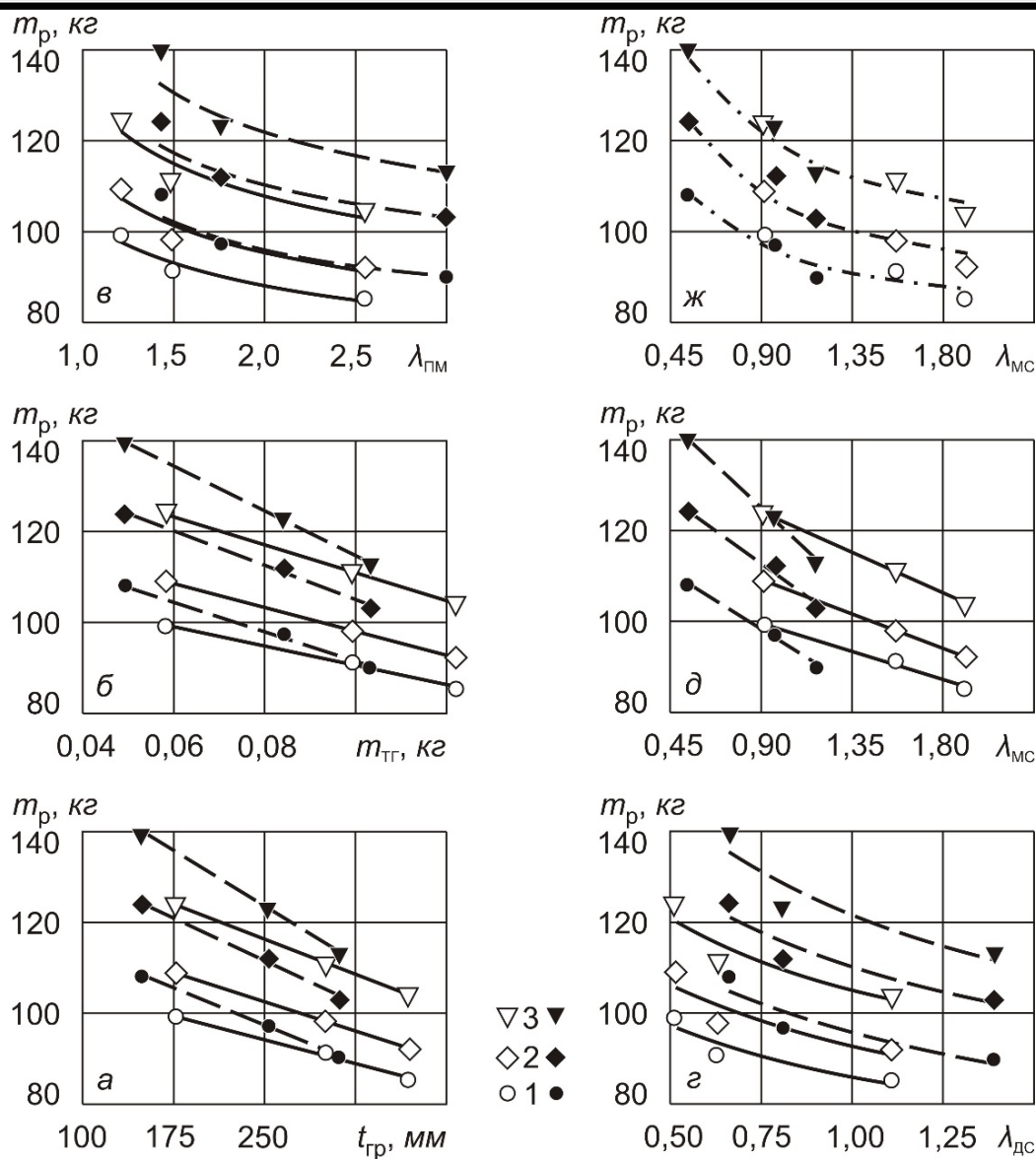


Рис 1. – Зміна маси  $m_p$  рулону формування прес-підбирачами ПР-1,2Л (суцільні лінії) і ППР-110 (пунктирні) за установки РЩР в мінімальне (1), основне (2) і максимальне (3) положення (світлі позначення – прес-підбирач ПР-11,2Л; затушовані – ППР-110) залежно від:  
 а) кроку граблин  $t_{гр}$  підбирального барабана; б) маси  $m_{тг}$  трести, що відокремлюють і захоплюють від масиву стрічки льоносировини на полі пальці однієї граблини підбирального барабана;  
 в) показника  $\lambda_{гм}$  кінематичного режиму підбирального барабана; г) відношення  $\lambda_{дс}$  довжини шару стебел трести в рулоні до довжини піднятої з поля стрічки льоносировини для формування упаковки; д) відношення  $\lambda_{мс}$  лінійної маси шару стебел трести в рулоні до лінійної маси стрічки льоносировини на полі, яку піднімає прес-підбирач; ж) прогнозований узагальнений характер зміни (штрихпунктирні лінії) маси  $m_p$  рулонів формування досліджуваними прес-підбирачами залежно від відношення  $\lambda_{мс}$  за установки РЩР в різні положення

Якщо простежити зміну маси рулонів формування прес-підбирачем ПР-1,2Л і прес-підбирачем ППР-110 залежно від  $t_{гр}$  і  $m_{тг}$  за установки РЩР в різні положення, то при використанні прес-підбирача ППР-110 у порівнянні з використанням прес-підбирача ПР-1,2Л при установці РЩР в певні положення формуються рулони більшої маси.

З рисунка і за значеннями кутових коефіцієнтів рівнянь прямих (табл. 1) простежується, що інтенсивність зменшення маси рулонів із підвищенням  $t_{гр}$  і  $m_{тг}$  більша в упаковках формування прес-підбирачем ППР-110.

Таблиця 1

Рівняння, що визначають кількісну зміну маси рулонів  $m_p$  (кг) залежно від режиму роботи підбирального барабана і параметрів скочуваного шару льонотрести в пресувальній камері прес-підбирачів ПР-1,2,Л (чисельник) і ППР-110 (знаменник)

Оцінні показники режиму роботи підбирального барабана і параметрів скочуваного шару стебел трести в пресувальній камері прес-підбирачів	Положення регулятора щільності рулону (РЦР)*	Рівняння прямих з від'ємними кутовими коефіцієнтами і спадних гіпербол	$R^2$ -коефіцієнт
Крок граблин $t_{гр}$ , мм	1	$m_p = 111,90 - 0,071 t_{гр}$	<u>0,993</u>
		$m_p = 124,39 - 0,109 t_{гр}$	0,998
	2	$m_p = 124,58 - 0,088 t_{гр}$	<u>0,999</u>
		$m_p = 143,18 - 0,126 t_{гр}$	0,993
	3	$m_p = 142,33 - 0,103 t_{гр}$	<u>0,999</u>
		$m_p = 164,55 - 0,164 t_{гр}$	0,999
Маса трести, що відокремлюють і захоплюють пальці однієї граблини від стрічки льоносировини на полі, $m_{тг}$ , (кг)	1	$m_p = 116,75 - 215,70 m_{тг}$	<u>0,992</u>
		$m_p = 124,37 - 330,96 m_{тг}$	0,998
	2	$m_p = 124,40 - 265,71 m_{тг}$	<u>0,999</u>
		$m_p = 143,14 - 383,16 m_{тг}$	0,992
	3	$m_p = 142,11 - 312,77 m_{тг}$	<u>0,999</u>
		$m_p = 164,53 - 498,22 m_{тг}$	0,999
Показник кінематичного режиму підбирального барабана $\lambda_{пм}$	1	$m_p = 72,07 + 31,33/\lambda_{пм}$	<u>0,941</u>
		$m_p = 77,81 + 35,97/\lambda_{пм}$	0,666
	2	$m_p = 76,22 + 37,48/\lambda_{пм}$	<u>0,894</u>
		$m_p = 88,52 + 43,06/\lambda_{пм}$	0,708
	3	$m_p = 85,43 + 44,07/\lambda_{пм}$	<u>0,892</u>
		$m_p = 95,03 + 53,29/\lambda_{пм}$	0,646
Відношення $\lambda_{дс}$ довжини шару стебел трести в рулоні до довжини стрічки льоносировини, що піднята з поля для формування рулону	1	$m_p = 72,84 + 12,72/\lambda_{дс}$	<u>0,936</u>
		$m_p = 73,47 + 21,50/\lambda_{дс}$	0,915
	2	$m_p = 77,16 + 15,20/\lambda_{дс}$	<u>0,887</u>
		$m_p = 83,76 + 25,29/\lambda_{дс}$	0,938
	3	$m_p = 86,54 + 17,87/\lambda_{дс}$	<u>0,885</u>
		$m_p = 88,17 + 32,14/\lambda_{дс}$	0,903
Відношення $\lambda_{мс}$ лінійної маси шару стебел трести в рулоні до лінійної маси стрічки льоносировини, яку піднімають з поля	1	$m_p = 111,78 - 13,74 \lambda_{мс}$	<u>0,990</u>
		$m_p = 123,21 - 27,75 \lambda_{мс}$	0,935
	2	$m_p = 124,48 - 16,95 \lambda_{мс}$	<u>1,000</u>
		$m_p = 141,77 - 32,09 \lambda_{мс}$	0,987
	3	$m_p = 142,21 - 19,96 \lambda_{мс}$	<u>1,000</u>
		$m_p = 162,81 - 41,79 \lambda_{мс}$	0,998

\* 1 – положення РЦР мінімальне; 2 – основне; 3 – максимальне

За умовами експерименту гранична щільність рулонів  $120 \text{ кг/м}^3$  для належного їх вентиляції підігрітим повітрям може бути забезпечена при формуванні упаковок, маса яких не перевищує  $134,7 \text{ кг}$ , а мінімальна щільність  $85 \text{ кг/м}^3$  – при формуванні рулонів масою  $97,2 \text{ кг}$  [10, 11]. Виходячи з цього та аналізу графіків зміни  $m_p$  залежно від  $t_{гр}$  і  $m_{тг}$  (рисунки, позиції «а» і «б») доводимо висновок, що маса рулонів  $134,7 \text{ кг}$  може бути забезпечена при їх формуванні прес-підбирачем ППР-110 за установки РЦР в максимальне положення та використанні його з кроком граблин  $182 \text{ мм}$  при відокремленні і



захопленні пальцями однієї граблини від масиву стрічки на полі маси трести що дорівнює 0,06 кг. Що стосується формування рулонів масою 97,2 кг, то упаковки з такою масою можуть бути отримані при використанні прес-підбирача ППР-110 за установки РЦР в максимальне положення з кроком граблин 249 мм при відокремленні і захопленні пальцями однієї граблини від масиву стрічки на полі маси трести, що дорівнює 0,082 кг. Рулони з масою 97,2 кг можуть бути сформовані і прес-підбирачем ПР-1,2Л за установки РЦР в мінімальне і основне положення з кроком граблин відповідно 207 і 311 мм при відокремленні і захопленні від масиву стрічки льоносировини на полі пальцями однієї граблини маси трести, що дорівнює в тій же послідовності 0,090 і 0,102 кг.

При використанні прес-підбирача ППР-110 10-відсоткове пошкодження стебел трести в рулоні, як вказувалося, спостерігалось за умовами досліду при його масі 96,3 кг. Така маса рулону формування прес-підбирачем ППР-110 можлива при установці РЦР в мінімальне положення, кроку граблин 258 мм і маси трести, яку відокремлюють і захоплюють від масиву стрічки на полі пальці однієї граблини, що становить 0,085 кг.

10-відсоткове пошкодження стебел трести в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л прогнозоване за маси рулону 121,5 кг, яка можлива при установці РЦР в максимальне положення, кроку граблин 202 мм і маси трести, яку відокремлюють і захоплюють від масиву стрічки трести на полі пальці однієї граблини, що становить 0,066 кг.

На рисунку (позиція «в») наведені одержані розрахунком за коловою швидкістю пальців граблин підбиральних барабанів і поступальною швидкістю прес-підбирачів значення показників кінематичного режиму підбирального барабана та відповідні їм значення маси рулонів формування прес-підбирачами ППР-110 і ПР-1,2Л за установки РЦР в різні положення. З наведених даних простежується, що із підвищенням показника  $\lambda_{\text{пм}}$  кінематичного режиму підбирального барабана маса  $m_r$  рулонів формування досліджуваними прес-підбирачами зменшується і зростає із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення. Для з'ясування характеру зміни  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{пм}}$  стосовно прес-підбирачів ПР-1,2Л і ППР-110 за установки їхніх РЦР в різні положення здійснено вирівнювання експериментальних значень маси рулонів рівняннями прямих з від'ємними кутовими коефіцієнтами та криволінійними залежностями – степеневими, логарифмічними, експоненціальними і гіперболічними. У разі вирівнювання рівняннями прямих за установки РЦР у мінімальне, основне і максимальне положення стосовно прес-підбирача ППР-110  $R^2$ -коефіцієнти становили відповідно 0,809 та 0,843 і 0,792, прес-підбирача ПР-1,2Л – 0,843 та 0,766 і 0,773. За значеннями кутових коефіцієнтів рівнянь прямих опосередковано можна вести мову про інтенсивність зниження маси рулонів із підвищенням показника  $\lambda_{\text{пм}}$ . Із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення інтенсивність зниження маси рулонів зростає і дещо більше при використанні прес-підбирача ППР-110 у порівнянні з прес-підбирачем ПР-1,2Л. За установки РЦР в мінімальне, основне і максимальне положення темп зниження маси рулонів з підвищенням  $\lambda_{\text{пм}}$  на одиницю зростає і становить при їх формуванні прес-підбирачем ППР-110 відповідно 9,8 кг та 11,6 і 14,7 кг, а прес-підбирачем ПР-1,2Л у тій же послідовності 9,1 кг та 10,7 і 12,6 кг.

Серед криволінійних залежностей найкраще узгодження експериментальних значень маси рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 з апроксимованими забезпечило вирівнювання степеневими функціями, за яких  $R^2$ -коефіцієнти при установці РЦР у мінімальне, основне і максимальне положення становили відповідно 0,880 та 0,909 і 0,869. При формуванні рулонів прес-підбирачем ПР-1,2Л найкраще узгодження маси рулонів, що визначена експериментально, і апроксимованої забезпечило вирівнювання спадними гіперболами, за яких  $R^2$ -коефіцієнти при установці РЦР у мінімальне, основне і максимальне положення становили відповідно 0,941 та 0,894 і 0,892. У разі апроксимації

експериментальних значень  $m_p$  формування прес-підбирачем ППР-110 рівняннями гіпербол  $R^2$ -коефіцієнти при установці РЦР у мінімальне, основне і максимальне положення становили відповідно 0,666 та 0,708 і 0,646. Рівняння відповідних гіпербол, що визначають характер зміни  $m_p$  залежно від  $\lambda_{\text{пм}}$ , наведені в таблиці, а на рисунку (позиція «в») наведені криві, що побудовані за цими рівняннями. Абсциси гіпербол, що визначають можливі мінімальні значення маси рулонів, із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення зростають і дещо на більші значення при формуванні рулонів прес-підбирачем ППР-110. Маса рулонів 134,7 кг може бути отримана при їх формуванні за умовами досліду прес-підбирачем ППР-110 за установки РЦР в максимальне положення і використання прес-підбирача на швидкості, яка забезпечує одержання показника кінематичного режиму підбирального барабана, що дорівнює 1,34. Мінімальне значення маси рулонів 97,2 кг прогнозовано може бути отримане при їх формуванні прес-підбирачем ПР-1,2Л за установки РЦР в мінімальне і основне положення на режимі експлуатації з показником кінематичного режиму підбирального барабана, що дорівнює відповідно 1,25 і 1,79. Таке ж значення маси рулонів може бути отримано і при їх формуванні прес-підбирачем ППР-110 за установки РЦР в мінімальне положення за показника кінематичного режиму підбирального барабана, що становить 1,86.

За дослідженнями 10-відсоткове пошкодження стебел трести в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 визначене за їх маси 96,3 кг, а в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л – за маси 121,5 кг. При використанні прес-підбирача ППР-110 масу рулонів 96,3 кг можливо отримали за установки РЦР в мінімальне положення і показника кінематичного режиму підбирального барабана 1,95. Рулони масою 121,5 кг формування прес-підбирачем ПР-1,2Л за результатами дослідження можливо отримати при установці РЦР в максимальне положення і показника кінематичного режиму підбирального барабана 1,22.

З графіків (рисунок, позиція «в») видно, що криві зміни  $m_p$  залежно від  $\lambda_{\text{пм}}$  при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л за установки РЦР в основне положення і прес-підбирача ППР-110 за установки РЦР в мінімальне положення майже збігаються. Для цих кривих характерна і незначна різниця в гіперболічних рівняннях (табл. 1) за значеннями вільних членів і коефіцієнтів при аргументі.

Експериментальні значення відношення  $\lambda_{\text{дс}}$  довжини шару стебел трести в рулоні до довжини піднятої з поля стрічки льоносировини для формування рулону прес-підбирачами ППР-110 і ПР-1,2Л за установки РЦР в різні положення та відповідні їм значення маси  $m_p$  рулонів наведені на рисунку (позиція «г»). З наведених даних видно, що із збільшенням відношення  $\lambda_{\text{дс}}$  маса  $m_p$  рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 і прес-підбирачем ПР-1,2Л зменшується і зростає із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення. Для з'ясування характеру зміни  $m_p$  залежно від  $\lambda_{\text{дс}}$  при формуванні рулонів досліджуваними прес-підбирачами за установки їхніх РЦР в різні положення здійснено вирівнювання експериментальних значень  $m_p$  рівняннями прямих з від'ємними кутовими коефіцієнтами та криволінійними залежностями – степеневими, логарифмічними, експоненціальними та гіперболічними. При вирівнюванні рівняннями прямих за установки РЦР в мінімальне, основне і максимальне положення стосовно прес-підбирача ППР-110  $R^2$ -коефіцієнти становили відповідно 0,807 та 0,841 і 0,789, а прес-підбирача ПР-1,2Л – 0,835 та 0,766 і 0,764.

Серед криволінійних залежностей найкраще вирівнювання експериментальних значень маси рулонів залежно від відношення  $\lambda_{\text{дс}}$  забезпечила їх апроксимація рівняннями спадних гіпербол. При вирівнюванні такими рівняннями за установки РЦР в мінімальне, основне і максимальне положення стосовно прес-підбирача ПР-1,2Л  $R^2$ -коефіцієнти становили відповідно 0,936 та 0,887 і 0,885, а прес-підбирача ППР-110 – 0,915 та 0,938 і 0,903. Рівняння відповідних гіпербол, що визначають характер зміни  $m_p$  залежно

від  $\lambda_{\text{дс}}$  наведені в табл. 1, а на рисунку (позиція «з») наведені криві, що побудовані за цими рівняннями. Абсциси гіпербол, що визначають можливі мінімальні значення маси рулонів, із зміщенням установки РЩР від мінімального до максимального положення зростають і дещо на більші значення при формуванні рулонів прес-підбирачем ППР-110.

Маса рулонів 134,7 кг може бути отримана при їх формуванні прес-підбирачем ППР-110 за установки РЩР в максимальне положення та забезпеченні відношення  $\lambda_{\text{дс}}$ , яке становить 0,69. Маса рулонів 97,2 кг може бути отримана при їх формуванні прес-підбирачем ПР-1,2Л і установці РЩР в мінімальне і основне положення, за яких забезпечується відношення  $\lambda_{\text{дс}}$  відповідно 0,52 і 0,76.

Вказувалося, що 10-відсоткове пошкодження стебел трести в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л обмежується їх масою 121,5 кг, а в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 – 96,3 кг. Рулони формування прес-підбирачем ПР-1,2Л з масою 121,5 кг за умовами досліду можуть бути отримані при установці РЩР в максимальне положення, якщо відношення  $\lambda_{\text{дс}}$  становить 0,511. У разі використання прес-підбирача ППР-110 формування рулонів масою 96,3 кг можливе при установці РЩР в мінімальне положення за відношення  $\lambda_{\text{дс}}$  0,94.

Маса рулонів  $m_r$  (рисунок, позиція «д») із збільшенням відношення  $\lambda_{\text{мс}}$  лінійної маси шару стебел трести в рулоні до лінійної маси стрічки трести, яку піднімають з поля для формування упаковки, зменшується, а на досліджуваних рівнях  $\lambda_{\text{мс}}$  при використанні прес-підбирачів ППР-110 і ПР-1,2Л із зміщенням установки РЩР від мінімального до максимального положення зростає. За установки РЩР в мінімальне, основне і максимальне положення у разі апроксимації зміни  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  рівняннями прямих з від'ємними кутовими коефіцієнтами стосовно використання прес-підбирача ППР-110  $R^2$ -коефіцієнти становили відповідно 0,995 та 0,987 і 0,998, а – прес-підбирача ПР-1,2Л в тій же послідовності 0,990 та 1,0 і 1,0. З графіків (рисунок, позиція «д») видно, що інтенсивність зниження  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  більша в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110, ніж в рулонах, що були сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л. Кутові коефіцієнти рівнянь прямих, що описують зміну  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  за різних положень РЩР формування прес-підбирачем ППР-110 коливалися в межах мінус 27,7 – мінус 41,8, а прес-підбирачем ПР-1,2Л – від мінус 13,7 до мінус 19,5, тобто інтенсивність зниження  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  рулонів, що були сформовані прес-підбирачем ППР-110, в середньому у 2 рази перевищує інтенсивність зниження  $m_r$  формування прес-підбирачем ПР-1,2Л. Для подальшого аналізу характеру зниження  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  об'єднали в одні статистичні групи експериментальні дані про  $\lambda_{\text{мс}}$  і  $m_r$  формування прес-підбирачами ППР-110 і ПР-1,2Л, але за установки РЩР окремо в мінімальне, основне та максимальне положення. Виявилося, що за такого об'єднання зміну  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  можна подати спадними степеневими, гіперболічними, логарифмічними та експоненціальними функціями.

З урахуванням характеру зміни маси рулонів залежно від інших факторіальних ознак, про які йшлося вище, та здійснених співставлень значень  $R^2$ -коефіцієнтів при апроксимації зміни  $m_r$  залежно від  $\lambda_{\text{мс}}$  різними спадними криволінійними залежностями дійшли висновку, що доцільніше аналізовану зміну подати рівняннями спадних гіпербол, які мають вигляд за установки РЩР в положення:

– мінімальне

$$m_r = 78,48 + 16,55/\lambda_{\text{мс}} \quad (1)$$

при  $r = -0,934$ ;  $\eta = 0,968$ ;  $R^2 = 0,928$ ;  $\lambda_{\text{пв}} = 0,022$ ;  $S_y = 1,86$  кг і  $k_d = 0,937$ ;

– основне

$$m_r = 83,26 + 23,11/\lambda_{\text{мс}} \quad (2)$$

при  $r = -0,969$ ;  $\eta = 0,988$ ;  $R^2 = 0,938$ ;  $\lambda_{\text{пв}} = 0,026$ ;  $S_y = 1,59$  кг і  $k_d = 0,976$ ;

– максимальне

$$m_p = 92,86 + 26,35/\lambda_{mc} \quad (3)$$

при  $r = -0,981$ ;  $\eta = 0,987$ ;  $R^2 = 0,963$ ;  $\lambda_{пв} = 0,019$ ;  $S_y = 1,83$  кг і  $k_d = 0,975$ , де  $r$  – коефіцієнт кореляції між масою  $m_p$  рулонів (результативна ознака), що одержана їх формуванням прес-підбирачами за установки РЩР в певне положення, і відношенням  $\lambda_{mc}$  лінійної маси шару стебел трести в рулоні до лінійної маси стрічки льоносировини на полі, яку піднімає (підбирає) прес-підбирач (факторіальна ознака);  $\eta$  – кореляційне відношення результативної ознаки по факторіальній;  $R^2$  – коефіцієнт, що визначає міру наближення експериментальних значень результативної ознаки до вирівняних за відповідною апроксимуючою гіперболічною функцією;  $\lambda_{пв}$  – показник оцінювання вирівнювання експериментальних значень результативної ознаки, що являє відношення основної помилки вирівнювання до середнього значення результативної ознаки;  $S_y$  – помилка рівнянь (1 – 3) гіперболічних функцій, яку визначали за відповідними кореляційними відношеннями  $m_p$  по  $\lambda_{mc}$  і середніми квадратичними відхиленнями маси рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 за установки РЩР у відповідне положення;  $k_d$  – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу відношення  $\lambda_{mc}$  на масу рулонів формування досліджуваними прес-підбирачами за установки РЩР у відповідне положення.

Перевищення чисельних значень кореляційних відношень над коефіцієнтами кореляції досліджуваних зв'язків підтверджує їхній криволінійний характер, а визначені  $R^2$ -коефіцієнти свідчать, що здійснена апроксимація цього характеру зміни  $m_p$  залежно від  $\lambda_{mc}$  рівняннями гіпербол оцінюється з вірогідністю в межах 0,928–0,963. Показники оцінювання вирівнювання експериментальних значень маси рулонів залежно від відношення  $\lambda_{mc}$  за установки РЩР в різні положення приймали значення від 0,019 до 0,026, що значно менші 0,1, яке прийнято за умову задовільного вирівнювання [17]. Помилки гіперболічних рівнянь (1 – 3) коливалися в межах 1,59–1,86 кг. З наведених графіків (рисунок, позиція «ж») видно, що із збільшенням відношення  $\lambda_{mc}$  від 1,18 темп зниження маси рулонів значно уповільнюється і знаходиться в межах помилок гіперболічних рівнянь або близько до визначених помилок. За значеннями коефіцієнтів детермінації варіація маси рулонів на 94–97 % причинно зумовлена варіацією відношення  $\lambda_{mc}$ .

Асимптоти рівнянь гіпербол, які апроксимують зміну  $m_p$  залежно від  $\lambda_{mc}$ , за установки РЩР у мінімальне, основне і максимальне положення дорівнюють відповідно 78,48 кг та 83,26 і 93,86 кг, тобто із зміщенням РЩР від мінімального до максимального положення криві зміни  $m_p$  від  $\lambda_{mc}$  зрушуються по осі ординат уверх (рисунок, позиція «ж»). Наведені абсциси визначають граничне зниження маси рулонів із збільшенням відношення  $\lambda_{mc}$  і попадають в діапазон значень маси упаковок, за якої уможливується їх формування з бажаною щільністю і допустимим пошкодженням стебел трести, але враховуючи установку РЩР у відповідне положення.

**Висновки.** Оцінними показниками режиму роботи підбирального барабана прес-підбирачів визначені крок граблин і маса трести, що відокремлюють і захоплюють від масиву стрічки льоносировини на полі пальці однієї граблини, та показник кінематичного режиму підбирального барабана. Що стосується параметрів шару стебел трести в рулоні, то такими прийняті довжина і маса скочуваного на упаковку шару. При цьому в дослідженні прийняті відносні показники шару – відношення його довжини і лінійної маси відповідно до довжини стрічки трести, що піднімають з поля для формування рулону, і лінійної маси цієї стрічки. Залежно від кроку граблин і маси трести, що відокремлюють і захоплюють пальці однієї граблини, зміна маси рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 описується різними прямими з від'ємними кутовими коефіцієнтами стосовно кожного із досліджуваних прес-підбирачів за установки РЩР в різні положення.

Зміна маси рулонів формування різними прес-підбирачами залежно від показника кінематичного режиму підбирального барабана і відношення довжини шару стебел трести в рулоні до довжини піднятої для формування рулону стрічки льоносировини описується спадними гіперболами стосовно різних положень РЩР і досліджуваних прес-підбирачів. Розміщення сімейства кривих зміни маси рулонів залежно від кожного з двох аргументів щодо осі ординат однакове. В досліджуваних діапазонах зміни показника кінематичного режиму підбирального барабана і відношення відповідних довжин мінімальна маса рулонів характерна при їх формуванні прес-підбирачем ПР-1,2Л і установці РЩР в мінімальне положення, а максимальна – прес-підбирачем ППР-110 і установці РЩР в максимальне положення.

Залежно від відношення лінійної маси шару стебел трести в рулоні до лінійної маси стрічки льоносировини, що піднімають з поля прес-підбирачі, стосовно кожного з них при установці РЩР в певне положення маса рулонів зменшується і це зменшення відбувається за прямими з від'ємними кутовими коефіцієнтами. За умови об'єднання експериментальних значень маси рулонів формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 в одну статистичну групу, але за установки РЩР в певні положення зміну результативної ознаки залежно від відношення відповідних лінійних мас можна подати спадними гіперболами з визначеними рівняннями і значеннями  $R^2$ -коефіцієнтів.

**Напрямок подальших розвідок** на нашу думку має бути спрямований на пошук і з'ясування залежностей, що визначають і розкривають кількісно-масовий зв'язок між густиною стеблостою льону-довгунця перед збиранням, висотою та діаметром і масою стебел, параметрами стрічки розстеленої соломи для готування рошенцевої льонотрести, шириною захвату і швидкістю руху льонозбирального комбайна.

#### Література:

1. Шейченко В.О. Льонозбиральна техніка: проблеми та перспективи розвитку / В.О. Шейченко // Вісн. аграр. науки. – 2010. – № 5. – С. 60–65.
2. Малиновський А. С. Стан та шляхи відродження льонарства / А. С. Малиновський // Вісн. аграр. науки. – 2006. – № 9. – С. 73–76.
3. Лімонт А. Льон-довгунець і конкурентоспроможність льонарства та його відродження / А. Лімонт // Техніка і технології АПК. – 2016. – № 11 (86). – С. 14–20.
4. Лузан Ю. Я. Криза льонарства та шляхи її подолання / Ю. Я. Лузан, В. М. Нелеп, О. М. Головня // Економіка АПК. – 2008. – № 3. – С. 38–45.
5. Технологічні аспекти відродження льонарства в Україні / [В. М. Нелеп, О. М. Головня, О. В. Романюк, О. А. Дейнека] // Агроінком. – 2008. – № 11–12. – С. 27–30.
6. Приймачук Т.Ю. Розвиток галузі льонарства в Україні / Т.Ю. Приймачук, Т.А. Штанько, В.Б. Ковальов // Вісн. аграр. науки. – 2017. – № 7 – С. 68–75.
7. Климчук В. М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'ємів / В. М. Климчук // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідомчий тематичний наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148–156.
8. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льонотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / [В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека] // Механізація та електрифікація с. г.: міжвідомчий тематичний наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493–500.
9. Лімонт А.С. Параметри формування рулонів і елементи технологізації використання прес-підбирачів льонотрести / А.С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: технічні системи і технології тваринництва; технічний сервіс машин для рослинництва. – Х., 2016. – Вип. 170. – С. 194–204.

10. Формування рулонів льонотрести прес-підбирачами / А.С. Лімонт, В.М. Климчук, В.В. Любченко [та ін.] // Вісн. аграр. науки. – 2011. – № 8. – С. 45–48.
11. Лімонт А.С. Технологічні параметри формування рулону і його товарні якості при використанні на збиранні льонотрести прес-підбирачів / А.С. Лімонт, В.М. Климчук // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: наук. журнал / Харків. нац. техн. ун-т с. г. ім. Петра Василенка. – Х., 2017. – № 9. – С. 6–20.
12. Товарні якості рулонів льонотрести сформованих прес-підбирачами / [В.О. Шейченко, А.С. Лімонт, М.М. Толстушко, В.М. Климчук] // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: РВВ Луцького нац. техн. ун-ту, 2014. – Вип. 28. – С. 121–129.
13. Limont A. The productivity of balers under flax harvesting / A. Limont // British Journal of Science, Education and Culture. – London: «London University Press», 2014. – № 2 (6). – P. 22–27.
14. Limont A. Rolls mass of the flax stock as packing product qualities parameter/ A. Limont // Yale Journal of Science and Education. – «Yale University Press», 2016. – № 1 (18). – Vol. X. – P. 406–412.
15. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: [підруч. для підготовки фахівців з напрямку «Механізація та електрифікація с. г.»] / [Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.]; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
16. Толстушко Н.О. Аналіз транспортування стрічки льону в пресувальну камеру прес-підбирача / Н.О. Толстушко, С.Ф. Юхимчук, В.Ф. Кузьменко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: РВВ Луцького нац. техн. ун-ту, 2013. – Вип. 24. – С. 363–369.
17. Методика статистической обработки эмпирических данных: РТМ 44–62. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.

## Summary

**A. Limont, V. Klymchuk** The effects of operating mode of the gathering cylinder of pick up balers and the parameters of the rolled flax stock layer on the mass of its rolls

*The paper highlights the efficiency of using roll pickup balers for harvesting dew-retted flax stock. The research is aimed at specifying the effects of the operating mode of the gathering cylinder of ПП-1.2Л flax pickup baler with the bale chamber of accessory volume and ППП-110 hay pickup baler with constant volume bale chamber, as well as the parameters of flax stock layer rolled in bale chambers on the mass of formed rolls. Pickup balers were ganged up with МТЗ-80 tractor which work at the velocity of 4.26, 7.25 and 8.90 km per hour. Roll density controllers in the investigated pick up balers were fixed in the minimum, basic and maximum positions. The flax straw belt was spread by the flax combine which harvested Irma fibre flax variety with the coverage of 1.52m. The flax stock yielding capacity amounted to 21.7 centners per ha, and the linear mass of its belt - 0.33 kg/m. The operating mode of the gathering cylinder was evaluated by the bar step and by the flax mass which was separated and taken away from the spread belt mass by the fingers of a bar. The mode was also evaluated by the index of the gathering gathering cylinder kinematic mode. The correlations between the length and linear mass of the layer in relation to the length and linear mass of the flax stock belt which was picked up from the field to form a roll are taking as parameters of the flax stalk layer which was rolled in the gathering cylinder. The step of bars changed within the following limits: in ПП-1.2Л baler - from 177 to 313mm, and in ППП-110 baler - from 149 to 313mm. The flax stock mass which was separated and taken away by the fingers of one bar adopted the values in the following limits: in ПП-1.2Л baler - from 0.058 to 0.122 kg, and in ППП-110 baler – from 0.049 to 0.103 kg. The indices of the kinematic mode of the gathering cylinder of ПП-1.2Л*

and ППП-110 balers changed within the limits off 1.22–2.56 and 1.44–3.02 respectively. The correlation between the stalk layer length in the roll and the length of the flax stock belt which was picked up from the field by ПП-1.2 and ППП-110 balers changed from 0.512 to 1.1 and from 0.664 to 1.39 respectively.

The correlation between the linear mass of flax stock layer in rolls and the linear mass of flax stock belt which was picked up by ПП-1.2Л and ППП-110 balers changed from 0.91 to 1.91 and from 0.54 to 1.18 respectively. The mass of flax stock roll formed by ПП-1.2Л and ППП-110 balers changed from 85 to 124 kg and from 90 to 140 kg respectively. Depending on the step of bars and mass of flax stock which was separated and taken from the mass of the spread flax raw belt, the change in the roll mass is described by the linear dependencies with negative slope coefficients. The change in the roll mass depending on the index of baling chamber kinematic mode is described by the equations of descending hyperbolae. The changes in the mass of rolls depending on the correlation between the length of stalk layer in the roll and the length of flax stock belt which was picked up from the field to form a roll is described by separate descending hyperbolae in relation to various pick up balers and the position of the roll density controller. Depending on the correlation between the linear mass of stalk layer in the roll and the linear mass of flax stock belt which was picked up from the field, the change in the mass of rolls is described by similar descending hyperbolae for both pick up balers, but by different hyperbolae as concerns the position of roll density controller.

**Keywords:** flax stock, harvesting, pick up baler, gathering cylinder, baling chamber, roll, mass.

## References

1. Shejchenko V.O. L'onozbyral'na tehnika: problemy ta perspektyvy rozvytku / V.O. Shejchenko // Visn. agrar. nauky. – 2010. – № 5. – S. 60–65.
2. Malynovs'kyj A. S. Stan ta shljahy vidrodzhennja l'onarstva / A. S. Malynovs'kyj // Visn. agrar. nauky. – 2006. – № 9. – S. 73–76.
3. Limont A. L'on-dovgunec' i konkurentospromozhnist' l'onarstva ta jogo vidrodzhennja / A. Limont // Tehnika i tehnologii' APK. – 2016. – № 11 (86). – S. 14–20.
4. Luzan Ju. Ja. Kryza l'onarstva ta shljahy i'i' podolannja / Ju. Ja. Luzan, V. M. Nelep, O. M. Golovnja // Ekonomika APK. – 2008. – № 3. – S. 38–45.
5. Tehnologichni aspekty vidrodzhennja l'onarstva v Ukraini / [V. M. Nelep, O. M. Golovnja, O. V. Romanjuk, O. A. Dejneka] // Agroinkom. – 2008. – № 11–12. – S. 27–30.
6. Pryjmachuk T.Ju. Rozvytok galuzi l'onarstva v Ukraini / T.Ju. Pryjmachuk, T.A. Shtan'ko, V.B. Koval'ov // Visn. agrar. nauky. – 2017. – № 7 – S. 68–75.
7. Klymchuk V. M. Teoretychni osnovy formuvannja ruloniv l'onotresty presamy z kameramy zminjuvanogo i postijnogo ob'jemiv / V. M. Klymchuk // Mehanizacija ta elektryfikacija sil'skogo gospodarstva: mizhvidomchij tematychnyj nauk. zb. – Glevaha: NNC «IMESG» UAAN, 2007. – Vyp. 91. – S. 148–156.
8. Porivnjannja tehnologichnyh parametriv i tovarnyh jakostej ruloniv l'onotresty, sformovanyh presamy z kameramy zminjuvanogo i postijnogo ob'jemu / [V.M. Klymchuk, V.V. Ljubchenko, V.I. Kamins'kyj, G.I. Karpeka] // Mehanizacija ta elektryfikacija s. g.: mizhvidomchij tematychnyj nauk. zb. – Glevaha: NNC «IMESG» UAAN, 2008. – Vyp. 92. – S. 493–500.
9. Limont A.S. Parametry formuvannja ruloniv i elementy tehnologizacii' vykorystannja prespidbyrachiv l'onotresty / A.S. Limont // Visn. Harkiv. nac. tehn. un-tu s.-g. im. Petra Vasylenka: tehniczni systemy i tehnologii' tvarynnnytva; tehnicznyj servis mashyn dlja roslынnytva. – H., 2016. – Vyp. 170. – S. 194–204.

10. Formuvannja ruloniv l'onotresty pres-pidbyrachamy / A.S. Limont, V.M. Klymchuk, V.V. Ljubchenko [ta in.] // Visn. agrar. nauky. – 2011. – № 8. – S. 45–48.
11. Limont A.S. Tehnologichni parametry formuvannja rulonu i jogo tovarni jakosti pry vykorystanni na zbyranni l'onotresty pres-pidbyrachiv / A.S. Limont, V.M. Klymchuk // Tehnichnyj servis agropromyslovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv: nauk. zhurnal / Harkiv. nac. tehn. un-t s. g. im. Petra Vasylenka. – H., 2017. – № 9. – S. 6–20.
12. Tovarni jakosti ruloniv l'onotresty sformovanyh pres-pidbyrachamy / [V.O. Shejchenko, A.S. Limont, M.M. Tolstushko, V.M. Klymchuk] // Sil'skogospodars'ki mashyny: zb. nauk. st. – Luc'k: RVV Luc'kogo nac. tehn. un-tu, 2014. – Vyp. 28. – S. 121–129.
13. Limont A. The productivity of balers under flax harvesting / A. Limont // British Journal of Science, Education and Culture. – London: “London University Press”, 2014. – № 2 (6). – P. 22–27.
14. Limont A. Rolls mass of the flax stock as packing product qualities parameter/ A. Limont // Yale Journal of Science and Education. – «Yale University Press», 2016. – № 1 (18). – Vol. X. – P. 406–412.
15. Sil'skogospodars'ki mashyny. Osnovy teorii' ta rozrahunku: [pidruch. dlja pidgotovky fahivciv z naprjamu «Mehanizacija ta elektryfikacija s. g.»] / [D.G. Vojtjuk, V.M. Baranovs'kyj, V.M. Bulgakov ta in.]; za red. D.G. Vojtjuka. – K.: Vyshha osvita, 2005. – 464 s.
16. Tolstushko N.O. Analiz transportuvannja strichky l'onu v presuval'nu kameru pres-pidbyracha / N.O. Tolstushko, S.F. Juhymchuk, V.F. Kuz'menko // Sil'skogospodars'ki mashyny: zb. nauk. st. – Luc'k: RVV Luc'kogo nac. tehn. un-tu, 2013. – Vyp. 24. – S. 363–369.
17. Metodyka statystycheskoj obrabotky empirycheskyh dannyh: RTM 44–62. – M.: Yzd-vo standartov, 1966. – 100 s.



Лузан С.А.

Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П.Василенка,  
г. Харьков, Украина  
E-mail: khadi.luzan@gmail.com

АЛГОРИТМ РАЗРАБОТКИ ТЕХНОЛОГИИ  
НАПЛАВКИ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ,  
МОДИФИЦИРОВАННЫХ  
КОМПОЗИЦИОННЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

УДК 631.3.004.8:339.13

*Рассмотрены теоретические основы механизма упрочнения наплавленных покрытий. Предложен алгоритм разработки технологии наплавки защитных покрытий, модифицированных износостойкими композиционными материалами, полученными с применением СВС-процесса.*

**Ключевые слова:** композиционный материал, механоактивация, карбид, оксид.

**Введение.** В результате эксплуатации рабочие органы сельскохозяйственных машин, работающие в контакте с абразивной средой, подвергаются значительному износу. Это прежде всего лемеха плугов, диски тяжелых борон, стрелчатые лапы культиваторов.

В процессе абразивного изнашивания поверхностные слои испытывают сложно-напряженное состояние. При этом воздействие абразивов, вдавливаемых в рабочую поверхность и затем перемещающихся относительно её, характеризуется неравномерностью распределения по поверхности. В этих условиях механические и физические свойства структурных составляющих приобретают большее значение, чем общие свойства сплава, определяемые стандартными методами.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Для противодействия воздействию внешней среды металл должен иметь твердую составляющую, сопротивляющуюся воздействию абразива. Такой составляющей в металле чаще всего являются карбиды [1]. Эти карбиды должны быть связаны матрицей, свойства которой имеют двойное значение; она скрепляет карбидные частицы, и сама непосредственно противодействует изнашиванию. Так, твердая матрица (мартенсит) сама по себе способна противостоять абразивному износу. Вязкая матрица из нестабильного аустенита также может обеспечить высокую износостойкость, поскольку, с одной стороны, она обеспечивает хорошее закрепление карбидов и сопротивление металла ударным нагрузкам, а с другой – под влиянием воздействия абразива, в определенных условиях, она может претерпевать мартенситное превращение в поверхностном слое с повышением за счет этого сопротивления воздействию абразива. В работе [1] сделан вывод, что износостойкость с твердостью можно отождествлять только для того же материала после различной термообработки. Для разных по структурной природе материалов износостойкость с твердостью отождествлять нельзя.

Все износостойкие сплавы обладают высоким содержанием карбидов, боридов и карбоборидов, что обеспечивает высокую твердость и жаропрочность защитных покрытий [1-3].

Защитные покрытия, работающие при ударно-абразивном изнашивании, также включают две составные части – основу и упрочняющую фазу [4, 5]. Основа является вязкой матрицей, удерживающей в себе тугоплавкие соединения, являющиеся упрочняющей фазой. Основа защитных покрытий может быть ферритной, феррито-перлитной, аустенитной, мартенситной и аустенитной (с метастабильным аустенитом, превращающимся при механическом воздействии на него в мартенсит). Одной из самых благоприятных основ является метастабильный аустенит, а также аустенит [1], поскольку в такой основе карбиды прочно удерживаются в силу высокой пластичности матрицы. При воздействии абразива аустенит пластично деформируется, поэтому частицы карбидов не

выкрашиваются. Отрицательным качеством аустенитной основы является высокая скорость износа, поэтому для уменьшения износа добавляются дополнительные элементы, повышающие ее твердость. Чистая никелевая основа не может применяться, так как скорость ее износа существенно превышает износ карбидов, и они просто выкрашиваются при оголении [1]. Метастабильный аустенит при механических воздействиях переходит в мартенсит, образуя защиту аустенита твердой оболочкой, при этом остальной аустенит прочно удерживает карбиды. Упрочняющая фаза состоит, как правило, из карбидов, боридов, карбоборидов, алюминидов [1, 3]. Известно, что порошок марки ПС-12НВК-01 ТУ 48-19-383-91, представляющий собой механическую смесь порошка ПГ-10Н-01 (65%) и карбида вольфрама WC (35%), эффективно используется в качестве износостойкого и коррозионностойкого покрытия [2, 7].

В ряде работ [5, 12] указано, что для защитных покрытий, работающих в условиях ударного или ударно-абразивного износа, существует максимально допустимый объем упрочняющей фазы в покрытии, который находится в пределах от 20 до 35%. При повышении в составе защитного покрытия упрочняющей фазы более 35% происходит увеличение внутренних напряжений, снижение количества более пластичной фазы (основы), что, в конечном счете, приводит к снижению ударной вязкости.

Это связано с фактором, при котором абразив может не только скользить по поверхности, но и проникать между пластичной основой и карбидом, что приведет, в конечном итоге, к выпадению частицы карбида. При этом необходимо отметить, что присутствие в сплаве боридов приводит к существенному повышению износостойкости, но стойкость к ударному износу снижается в разы ввиду более высоких значений твердости [1, 8]. Т. е. для повышения стойкости против износа покрытия с аустенитной основой и упрочняющей фазой в количестве до 35% должны содержать карбиды WC, TiC, Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub>, W<sub>2</sub>C. К тому же они имеют большую технологичность по сравнению с покрытиями на феррито-перлитной основе с упрочняющей фазой в количестве 85% (НВ 1750 кгс/мм<sup>2</sup>) в виде одноатомарного карбида вольфрама (WC).

**Постановка проблемы.** Предложить алгоритм разработки технологии наплавки защитных покрытий, модифицированных износостойкими композиционными материалами, синтезированными с применением СВС-процесса.

**Основная часть.** Большое количество выпускаемых промышленностью порошковых материалов имеет аустенитную структуру. Это позволяет применять их при защите от ударно-абразивного воздействия. Наплавочные материалы типа электродов, проволок сплошного сечения или порошковых проволок имеют следующие недостатки: 1) высокое перемешивание наплавленного с основным материалом; 2) неравномерность химического состава защитного покрытия; 3) высокая стоимость наплавочных материалов, содержащих тугоплавкие материалы. Следовательно, при наплавке защитных покрытий с целью повышения абразивной износостойкости целесообразно применять порошковые материалы на никелевой основе, упрочненные дополнительно композиционными материалами, содержащими карбиды, бориды и другие упрочняющие фазы.

Износостойкие покрытия системы Ni-Cr-B-Si-Fe наносят плазменным и газоплазменным напылением и наплавкой, а также электродуговыми способами наплавки. Наплавленный износостойкий слой характеризуется высоким сопротивлением против изнашивания, ударных нагрузок, коррозии и окисления при нормальных и повышенных температурах до 650°C. Применяется для упрочнения и восстановления деталей машин, оборудования и технологической оснастки.

Самофлюсующиеся твердые сплавы на основе никеля являются многофазной системой, состав которой изменяется вследствие перемешивания компонентов и взаимных диффузионных процессов, протекающих между материалом основы и наплавленным

слоем, а также в результате удаления части флюсующих компонентов, таких как кремний и бор, с легкоплавкими шлаками [9].

Наплавленные такими сплавами покрытия обладают высокими технологическими свойствами благодаря наличию в их структуре тугоплавких соединений - карбидов, боридов и др. Количество и строение карбидной фазы, зависящий от химического состава наплавляемого сплава, в значительной степени определяет его свойства: износостойкость, твердость, ударостойкость.

Так, износостойкость зависит от типа образующихся карбидов и их количества. Например, покрытия с кубическим карбидом хрома ( $\text{Me}_{23}\text{C}_6$ ) обладают более высоким сопротивлением абразивному изнашиванию, чем покрытия с тригональным карбидом хрома ( $\text{Me}_7\text{C}_3$ ). Образование в структуре твердых и хрупких боридов и легирование бором карбидов повышает износостойкость и твердость наплавленного металла при повышенной температуре, одновременно снижая ударную вязкость [10].

В работах [11, 12] показано, что износостойкость повышается, если структура имеет более высокий балл зерна, и в ней более равномерно распределены тугоплавкие соединения в виде карбидных и карбоборидных фаз [13]. Большое количество границ раздела в структуре препятствует активному движению дислокаций, их смыканию и возникновению «полостей», а впоследствии – образованию трещин и внедрению частиц абразива. Это способствует локализации усталостного разрушения в меньших объемах и снижению интенсивности изнашивания при трении. Частицы боридов, более твердых, чем цементит, служат препятствиями для перемещения дислокаций, и не позволяют им скапливаться в объемные дефекты типа трещин. При этом чем более мягкой и пластичной является эвтектика, тем большую долю энергии трения она воспринимает, и тем большую имеет способность релаксировать напряжения.

Износостойкость наплавленных слоев определяется не только наличием в сплаве карбидов и других тугоплавких соединений, но и строением матрицы [14], которая в основном для износостойких материалов является аустенитной. Однако и в аустенитной матрице количество карбидов должно быть в определенных пределах. При их содержании более 35% может произойти уменьшение износостойкости сплава, т.к. карбиды начинают выкрашиваться, а не изнашиваться. При формировании упрочненного слоя имеет место текстурирование никелевых зерен в направлении отвода тепла. Структура такого типа обладает пониженной схватываемостью при трении [11].

На основе вышесказанного можно сделать вывод, что твердость и износостойкость покрытий в значительной степени зависят от структуры сплава, размера и количества включений карбидных, боридных, карбоборидных и других тугоплавких соединений. Поэтому разработку технологии и материала наплавки следует осуществлять с получением возможности управлять свойствами наплавляемого покрытия.

Структуру и свойства наплавленного металла можно изменить, с помощью металлургических и технологических приемов: воздействием на сварочную ванну дополнительными компонентами (модификаторами); введением элементов, образующих избыточные фазы. На наш взгляд перспективным является разработка композиционных материалов на основе карбидных, боридных, карбоборидных и других тугоплавких соединений, получаемых с применением СВС-процесса и введение их в основной (матричный) материал, применяемый для наплавки.

При наплавке износостойкого материала, содержащего композиционный материал, полученный с применением СВС-процесса, изменяются условия кристаллизации, в том числе распределение температур, а следовательно, и скорость охлаждения, и проплавление основного металла, химический состав металла сварочной ванны. Действие тугоплавких частиц композиционного материала объясняется появлением в расплавлен-

ном металле дополнительных центров кристаллизации, что приводит к увеличению скорости образования центров кристаллизации.

Одновременное уменьшение размеров зерна и дендритной ячейки возможно, если одновременно с увеличением скорости зарождения центров кристаллов уменьшается скорость объемного роста за счет повышения температуры расплава и приближения зоны роста к фронту кристаллизации. Эффективность использования композиционного материала заключается в увеличении скорости кристаллизации, так как именно при больших скоростях процесса, когда поверхность раздела фаз увеличивается, концентрация примеси в пограничном диффузионном слое и возможность механического захвата примеси растущими кристаллами значительно возрастает.

Таким образом, такие основные параметры кристаллизации, как количество центров кристаллизации и время первичной кристаллизации, можно изменять в процессе электродуговой наплавки, формируя различные типы структуры. Температурный градиент в сварочной ванне может быть повышен увеличением тепловой мощности электрической дуги или понижен при предварительном подогреве.

Скорость кристаллизации возможно регулировать путем изменением скорости наплавки и эффективной тепловой мощностью процесса. Электродуговая наплавка материала, состоящего из основного (матричного) материала системы Ni-Cr-B-Si и композиционного, полученного с применением СВС-процесса, позволяет управлять параметрами кристаллизации, структуры и в итоге свойствами упрочняющего или восстановительного покрытия.

За последние годы было опубликовано большое количество статей [15-18] посвященных модифицированию металла шва и наплавленного металла наноразмерными тугоплавкими частицами при реализации сварочных процессов.

Всеми авторами отмечается положительное воздействие модификатора на эксплуатационные свойства и размер зерна наплавленного металла. Так были опробованы различные способы сварки и наплавки с введением наноразмерных модификаторов при реализации таких процессов как: ручная дуговая сварка и наплавка плавящимися покрытыми электродами, механизированная сварка под слоем флюса, лазерная сварка, плазменно-порошковая наплавка и др.

В работах отмечается измельчение зерна металла швов и наплавленных покрытий в результате модифицирования наноразмерным карбидом вольфрама. Иногда микротвердость металла шва и наплавленных покрытий, выполненных при введении наноразмерных тугоплавких частиц, меньше по сравнению со швом и наплавками, выполненными без модификатора. Показано, что увеличивается доля равноосных зерен на поверхности шва, оси дендритов изогнуты вблизи центра шва. Результаты исследований химической неоднородности показывают, что модифицирование снижает неравномерность распределения легирующих элементов по сечению шва.

Имеются сведения по применению оксидов в качестве модификаторов. Оксиды – самые дешевые тугоплавкие материалы, а наноразмерный  $Al_2O_3$  – один из самых распространенных наноразмерных материалов [19].

Для выполнения работ по наплавке износостойкого в абразивной среде покрытия предлагается следующий алгоритм разработки технологии наплавки защитных покрытий, модифицированных износостойкими композиционными материалами, полученными с применением СВС-процесса (рис. 1).

Механоактивация порошковых материалов является важной технологической операцией, от которой зависят свойства получаемого композиционного материала. Сила воздействия в шаровых мельницах зависит от размеров применяемых шаров, оборотов барабана вокруг собственной оси и оборотов барабана вокруг центральной оси. Максимальное гравитационное ускорение при использовании шаровых мельниц 30G, а при

планетарных шаровых мельницах достигает 60G, что позволяет за несколько секунд получить существенные изменения размеров частиц в обрабатываемых материалах.



Рис. 1 – Алгоритм разработки технологии наплавки защитных покрытий, модифицированных износостойкими композиционными материалами, полученными с применением СВС-процесса

Отрицательным фактором механоактивационной обработки является возможность протекания химических реакций, а также невозможность измельчение отдельных материалов, входящих в смесь либо существенное снижение размеров и масс частиц, что приводит к снижению КПД процесса наплавки в результате разбрызгивания.

Отметим, что наплавляемый материал состоит из порошкового сплава на основе никеля системы Ni-Cr-B-Si и композиционного материала, состоящего из тугоплавких твердых частиц, обладающих различными физическими свойствами. Поэтому процесс механоактивации необходимо выполнять при технологических режимах, обеспечивающих сохранение размеров частиц порошка на основе никеля.

На рис. 2 представлены композиционные материалы после механоактивационной обработки без добавления матричного материала при получении заготовки для СВС-процесса (рис. 2, а) и с добавлением 20% матричного материала ПГ-10Н-01 и 10% ПТ-НА-01 (рис. 2, б):

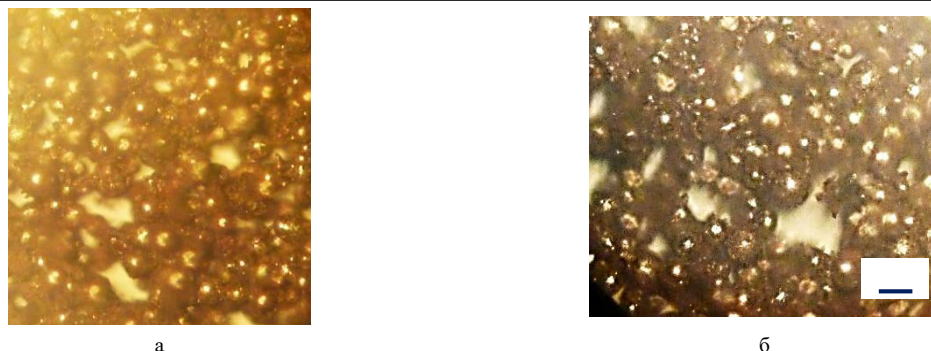


Рис. 2 – Композиционный материал после механоактивационной обработки (180 с):

а – 10% (Ti+B+C+Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>+Al) + 90% ПГ-10Н-01, (×35);

б – 10% (70% (Ti+C+Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 90% ПГ-10Н-01

Как следует из рис. 2, морфология приведенных механоактивированных композиционных материалов аналогична.

**Выводы.** На основе проведенных исследований определен механизм упрочнения наплавленных покрытий, модифицированных композиционными материалами, содержащими тугоплавкие соединения.

Предложен алгоритм разработки технологии наплавки защитных покрытий, модифицированных износостойкими композиционными материалами, синтезированными с применением СВС-процесса.

#### Литература:

1. Лившиц Л.С. Металловедение для сварщиков (сварка сталей) / Лившиц Л.С. – М.: Машиностроение, 1979. – 253 с.
2. Сидоров, А. И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой / А. В. Сидоров. – М.: Машиностроение, 1987. – 192 с.
3. Малаховский В. А. Плазменные процессы в сварочном производстве / Малаховский В. А. - М.: Высшая школа, 1988. - 72 с.
4. Кудинов, В. Д. Наплавка композиционным сплавом деталей металлургического оборудования / В. Д. Кудинов, Б. В. Филимонов, С. А. Шевцов // Автоматическая сварка. – 1985. – № 5. – С. 48-50.
5. Киселев В. С., Радченко М. В. Создание информационно-измерительной системы диагностики сверхзвуковой газопорошковой наплавки покрытий на основе никеля и технических алмазов // Сварка и диагностика. – 2013. – № 5. – С. 50 - 53.
6. Пурехов А.Н. Новые технологии и материалы для восстановления и упрочнения деталей подвижного состава / А.Н. Пурехов, В.Н. Лозинский, С.Г. Суслин // Ползуновский альманах. – 2007. – №1 - 2. – С. 140 - 142.
7. ТУ 48-19-383-91. Порошки для наплавки и напыления. Технические условия. - М.: Торезтврдосплав, 1991.
8. Перемиловский, И. А. Жаропрочные сплавы для наплавки лопаток авиационных турбин и исследование свойств наплавленного металла / И. А. Перемиловский // Теоретические и технологические основы наплавки. Наплавленный металл. - К.: Наукова думка, 1977. – С. 131-135.
9. Ощепков Ю. П. Особенности структурообразования сплавов системы Ni-Cr-B-C-Si при индукционной наплавке / Ю. П. Ощепков, Н. В. Ощепкова // Металловедение и термическая обработка. – 1979. – № 10. – С.14-17.
10. Лазерная наплавка цилиндрических деталей порошковыми материалами / О. А. Величко [и др.] // Автоматическая сварка. – 1990. – №1. – С.59-61.

11. Структура и свойства износостойких покрытий полученных способом плазменно-дуговой технологии / Л. С. Лившиц [и др.] // Трение и износ. – 1990. – Т.1. – № 2. – С. 259.
12. Пантелеенко, Ф. И. Влияние структуры защитных покрытий на их износостойкость / Ф. И. Пантелеенко, Л. Г. Ворошин, С. Н. Любецкий // Трение и износ. – 1991. – Т.12. – № 2. – С. 310-314.
13. Сбриджер, А. Г. Структура и свойства покрытий из самофлюсующихся сплавов / А. Г. Сбриджер // МиТОМ. – 1987. – №4. – С.42-44.
14. Лившиц Л. С. Основы легирования наплавленного металла / Л. С. Лившиц, Н. А. Гринберг, Э. Г. Куркумелли – М.: Машиностроение, 1969. – 188 с.
15. Влияние нанодисперсных карбидов WC и никеля на структуру и свойства наплавленного металла / Г.Н. Соколов [и др.] // Сварка и диагностика. – 2011. – №3. – С. 36–38.
16. Модифицирование структуры наплавленного металла нанодисперсными карбидами вольфрама / Г.Н. Соколов [и др.] // Физика и химия обработки материалов. – 2009. – № 6. – С. 41-47.
17. Феноменологическая модель формирования центров кристаллизации в металлическом расплаве при сварке под влиянием ультрадисперсных тугоплавких компонентов / Г.Н. Соколов [и др.] // Вопросы материаловедения. – 2015. – № 4(84). – С. 159-168.
18. Структура и свойства низкоуглеродистого металла, наплавленного под керамическим флюсом, содержащим композиционные микрогранулы Ni-нанодисперсный WC / А.С.Трошков [и др.] // Известия ВолгГТУ. – 2012. – №6. – С. 187-190.
19. Влияние нанодисперсных частиц  $Al_2O_3$  на структурно-фазовое состояние покрытий системы Ni-Cr-B-Si-Fe/WC, полученных плазменно-порошковой наплавкой / А.Н. Смирнов [и др.] // Сварка и диагностика. – 2012. – № 5. – С. 32–37.

### Summary

**Luzan S.** Algorithm of development technology of safety the protective coatings, modified composite materials

*The theoretical foundations of the mechanism of hardening of welded coatings are considered. An algorithm is proposed for the development of technology for surfacing protective coatings modified with wear-resistant composites obtained using the SHS process.*

**Keywords:** composite material, mechanoactivation, carbide, oxide.

### References

1. Livshic L.S. Metallovedenie dlja svarshhikov (svarka stalej) / Livshic L.S. – М.: Mashinostroenie, 1979. – 253 s.
2. Sidorov, A. I. Vosstanovlenie detalej mashin napyleniem i naplavkoj / A. B. Sidorov. - М.: Mashinostroenie, 1987. – 192 s.
3. Malahovskij V. A. Plazmennye processy v svarochnom proizvodstve / Malahovskij B. A. - М.: Vysshaja shkola, 1988. - 72 s.
4. Kudinov, V. D. Naplavka kompozicionnym splavom detalej metallurgicheskogo oborudovaniya / V. D. Kudinov, B. V. Filimonov, C. A. Shevcov // Avtomaticheskaja svarka. – 1985. – № 5. – S. 48-50.
5. Kiselev B. C., Radchenko M. V. Sozdanie informacionno-izmeritel'noj sistemy diagnostiki sverhzhukovoj gazoporoshkovoj naplavki pokrytij na osnove nikelja i tehniceskixalmazov // Svarka i diagnostika. – 2013. – № 5. – S. 50 - 53.

6. Purehov A.N. Novye tehnologii i materialy dlja vosstanovlenija i uprochnenija detalej podvizhnogo sostava / A.N. Purehov, V.N. Lozinskij, S.G. Suslin // Polzunovskij al'manah. – 2007. – №1 - 2. – S. 140 - 142.
7. TU 48-19-383-91. Poroshki dlja naplavki i napylenija. Tehnicheskie uslovija. - M.: Toreztverdosplav, 1991.
8. Peremilovskij, I. A. Zharoprochnye splavy dlja naplavki lopatok aviacinnyh tur-bin i issledovanie svojstv naplavlennogo metalla / I. A. Peremilovskij //Teoreticheskie i tehnologicheskie osnovy naplavki. Naplavlennyj metall. - K.: Naukova dumka, 1977. – S. 131-135.
9. Oshhepkov Ju. P. Osobennosti strukturoobrazovanija splavov sistemy Ni-Cr-B-C-Si pri indukcionnoj naplavke / Ju. P. Oshhepkov, N. V. Oshhepkova // Metallovedenie i termicheskaja obrabotka. – 1979. – № 10. – S.14-17.
10. Lazernaja naplavka cilindricheskikh detalej poroshkovymi materialami / O. A. Velichko [i dr.] // Avtomaticheskaja svarka. – 1990. – №1. – S.59-61.
11. Struktura i svojstva iznosostojkih pokrytij poluchennyh sposobom plazmenno-dugovoj tehnologii / L. S. Livshic [i dr.] // Trenie i iznos. – 1990. – T.1. – № 2. – S. 259.
12. Panteleenko, F. I. Vlijanie struktury zashhitnyh pokrytij na ih iznosostojkost' / F. I. Panteleenko, L. G. Voroshin, S. N. Ljubeckij // Trenie i iznos. – 1991. – T.12. – № 2. – S. 310-314.
13. Sbridzher, A. G. Struktura i svojstva pokrytij iz samofljusujushhihsja splavov / A. G. Sbridzher // MiTOM. – 1987. – №4. – S.42-44.
14. Livshic L. S. Osnovy legirovanija naplavlennogo metalla / L. S. Livshic, N. A. Grinberg, Je. G. Kurkumelli – M.: Mashinostroenie, 1969. – 188 s.
15. Vlijanie nanodispersnyh karbidov WC i nikelja na strukturu i svojstva naplav-lennogo metalla / G.N. Sokolov [i dr.] // Svarka i diagnostika. – 2011. – №3. – S. 36–38.
16. Modificirovanie struktury naplavlennogo metalla nanodispersnymi karbida-mi vol'frama / G.N. Sokolov [i dr.] // Fizika i himija obrabotki materialov. – 2009. – № 6. – S. 41-47.
17. Fenomenologicheskaja model' formirovanija centrov kristallizacii v metallicheskom rasplave pri svarke pod vlijaniem ul'tradispersnyh tugoplavkih komponen-tov / G.N. Sokolov [i dr.] // Voprosy materialovedenija. – 2015. – № 4(84). – S. 159-168.
18. Struktura i svojstva nizkouglerodistogo metalla, naplavlennogo pod keramicheskim fljusom, soderzhashhim kompozicionnye mikrogranuly Ni-nanodispersnyj WC / A.S.Troshkov [i dr.] // Izvestija VolgGTU. – 2012. – №6. – S. 187-190.
19. Vlijanie nanodispersnyh chastic Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> na strukturno-fazovoe sostojanie pokrytij sistemy Ni-Cr-B-Si-Fe/WC, poluchennyh plazmenno-poroshkovej naplavkoj / A.N. Smirnov [i dr.] // Svarka i diagnostika. – 2012. – № 5. – S. 32–37.



**Мнушка О.В.**

Харківський національний  
автомобільно-дорожній університет,  
м. Харків, Україна,  
E-mail: mnushka@live.com

## SCADA НА ОСНОВІ ПРОМИСЛОВОГО ІНТЕРНЕТУ РЕЧЕЙ: АРХІТЕКТУРА СИСТЕМИ

УДК 004.7

*У роботі проаналізовано вимоги до побудови розподілених систем керування технологічними процесами (Supervisory Control And Data Acquisition, SCADA) на основі технологій промислового Інтернету речей (Industrial Internet of Things, IIoT). Запропоновано архітектуру системи телематики на основі хмарних технологій та технологій IIoT. Розглянуто основні модулі такої системи, їх призначення та технічні характеристики.*

**Ключові слова:** Internet of Things (IoT), протокол, хмарні сервіси, телематика, технічний сервіс, НМІ

**Актуальність проблеми.** Високий темп прогресу пристроїв та технологій IoT обумовлює їх широке застосування в усіх сферах повсякденної діяльності людини. Основними перевагами технологій IoT для систем телематики та технічного сервісу є наявність великої номенклатури технічних засобів (сенсорів) для збирання та передавання даних з об'єктів. В залежності від задачі використовують сенсорні мережі, технології машинної взаємодії (machine-to-machine, M2M), взаємодії між транспортними засобами (vehicle-to-vehicle, V2V) [1-3]. Системи IoT промислового призначення мають свої особливості відносно до звичайних систем IoT, в першу чергу в питаннях надійності, швидкодії, реального часу, безпеки тощо [4].

Метою роботи є формування вимог та розробка архітектури SCADA-системи для задоволення вимог технічного сервісу та телематики на основі аналізу архітектури існуючих систем різного призначення.

**Аналіз останніх публікацій за даною проблематикою.** Референсна модель IoT (рис. 1 [5]) містить наступні рівні та компоненти:

- рівень додатків (application);
- рівень підтримки послуг та додатків (service);
- рівень мереж (network);
- рівень пристрою (device);
- рівень керування (management);
- рівень безпеки (security)

Рівень додатків, що знаходиться на верхівці ієрархії, містить додатки IoT, які безпосередньо реалізують людино-машинний інтерфейс (НМІ). Рівень пристроїв реалізує функції пристроїв (сенсорів, інтелектуальних сенсорів й т. п.), а також функції шлюзів зв'язку. Рівень мережі забезпечує інкапсуляцію даних від пристрою та функції організації мереж – керування, автентифікацію, авторизацію, мобільність тощо. На рівні підтримки послуг та додатків забезпечуються загальні (обробка, зберігання, аналіз даних) та спеціальні для окремих додатків чи застосувань можливості.

Вертикальні наскрізні рівні керування та безпеки також містять загальні та спеціальні можливості, які є характерними для кожного горизонтального рівня (домена).

Референсна модель є відправною точкою для побудови будь-яких додатків IoT та чітко розмежовує задачі, які реалізуються на кожному рівні. Відповідно до такої моделі побудовано існуючі архітектури систем та протоколи обміну.

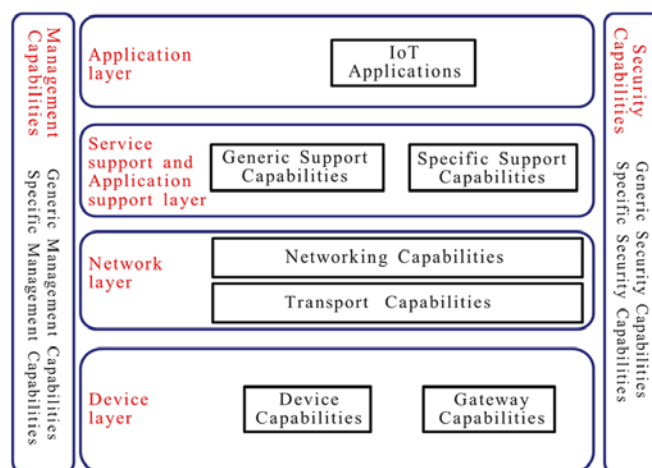


Рис. 1 – Еталонна модель IoT Y.4000/Y.2060 [5]

З точки зору загальної архітектури ПоТ є підмножиною IoT, при цьому треба враховувати особливості побудови промислових мереж, які наведені у табл. 1 відповідно до [4].

Таблиця 1

**Порівняння промислових та комерційних мереж**

Характеристика	ПоТ	IoT(комерційний)
Функціональне призначення	Контроль обладнання	Передавання даних та їх обробка
Типове застосування	Промисловість	Корпоративні та домашні застосунки
Особливості ієрархії	Функціонально розділені ієрархії із великої кількості протоколів	Уніфіковані інтегровані ієрархії та протоколи
Чутливість до помилок	Висока	Невисока
Надійність	Висока	Середня
Час обігу (RTT)	Менше 10 мс	Більше 50 мс
Передбачуваність	Висока	Низька
Структура даних	Малі пакети, періодичний або аперіодичний трафік	Великі пакети, аперіодичний трафік
Умови застосування	Високий рівень пилу, шуму, вібрації тощо	Чисті умови, чутливе обладнання

Підмножиною ПоТ є концепція Industrie 4.0, що, можливо, більше зосереджується на ефективності промислових процесів, в той час, коли ПоТ включає в себе всі аспекти промислових операцій, зосереджуючи увагу не тільки на ефективності процесу, але й на управлінні активами, технічному обслуговуванні. Із табл. 1 можна зробити висновок, що незважаючи на те що IoT та ПоТ складаються із взаємозв'язаних інтелектуальних пристроїв, що дозволяють здійснювати дистанційне зондування, збирання, обробку, моніторинг та керування даними, параметри, що виділяють підмножину ПоТ з IoT, є суттєвими вимогами до безперервної роботи та безпеки, різняться також операційні технології, що використовуються в промисловому секторі [5].

Референсна архітектура ПоТ [6] є також багаторівневою. В рекомендаціях наведено три різні шаблони:

- трирівнева (Three-Tier) модель;

- архітектура підключення та управління інтерфейсом шлюзів (Gateway-Mediated);
- багаторівнева модель DataBus.

З точки зору реалізації SCADA системи промислового призначення найбільш прийнятними є архітектури Three-Tier та DataBus, що дозволяють реалізувати весь функціонал. Gateway-Mediated архітектура забезпечує підключення різних ізольованих мереж до мережі підприємства.

В [7-10] розглянуто варіанти побудови SCADA систем різного призначення, архітектура та призначення основних блоків практично співпадає (рис. 2). В ній є один або декілька серверів, інтерфейс клієнта (HMI), контролери та програмовані логічні контролери (ПЛК), мережа сенсорів.

Відносно недавно основними системами керування різними об'єктами та технологічними процесами були локальні АСУ або SCADA-системи без можливості (або з дуже обмеженими можливостями) віддаленого моніторингу за роботою програмного забезпечення та устаткування. Із розвитком хмарних технологій такі системи все частіше продаються кінцевому користувачеві у вигляді хмарних сервісів (в першу чергу SaaS, але можливі й інші моделі – PaaS та IaaS)

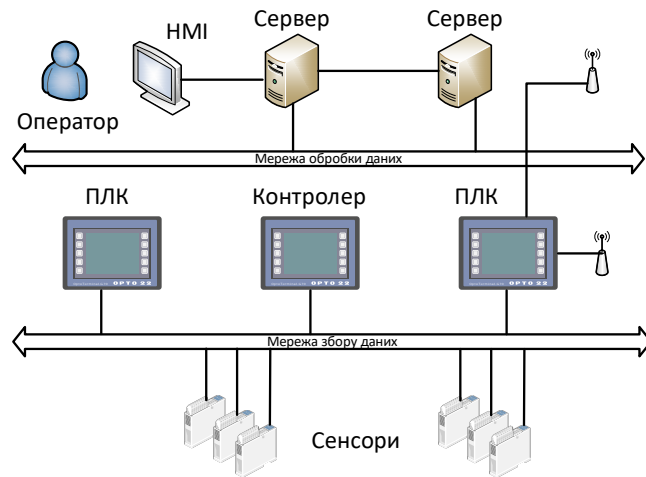


Рис. 2 – Типова структура SCADA

**Архітектура та призначення складових запропонованої системи.** Розглянемо архітектуру та призначення складових запропонованої клієнт-серверної SCADA-системи для потреб технічного сервісу та телематики (рис. 3). У даному випадку на першому етапі немає задач керування складними та небезпечними процесами, а основні задачі – це задачі збирання та обробки даних.

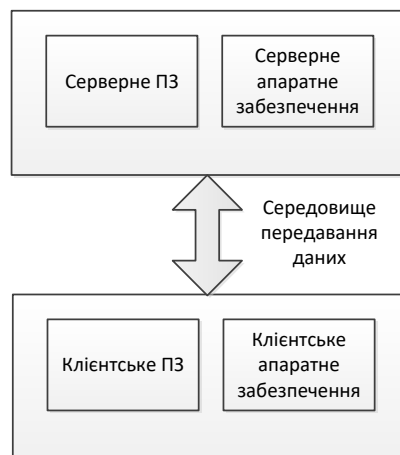


Рис. 3 – Узагальнена архітектура системи

На нижньому рівні, що складається з обладнання та програмного забезпечення (ПЗ) на об'єкті моніторингу, здійснюється збирання даних з об'єктів управління. У якості таких об'єктів може бути будь-яке обладнання що підтримує один із стандартних промислових протоколів обміну, наприклад Modbus, Profibus, CAN та ін.

У залежності від призначення апаратне забезпечення нижнього рівня має декілька портів Modbus, аналогові входи ( $\pm 20\text{mA}$ ,  $0-20\text{mA}$ ,  $4-20\text{mA}$ ) та виходи, цифрові входи та виходи, що дозволяє підключити не тільки устаткування, але й різні сенсори. За необхідності можуть використовуватися модулі розширення входів-виходів (IntelSys NT, Siemens, Овен ін.) та конвертори протоколів.

На цьому рівні також працює обладнання зв'язку – модеми або маршрутизатори. Такі пристрої виступають або в якості таких, що керуються сервером (слейв-пристрої), або таких, що є активними учасниками обміну даними (майстер-пристрої).

Слейв-пристрої виконують наступні задачі:

- ініціалізація з'єднання із сервером;
- прийом команд із сервера і трансляція їх на підключений пристрій;
- прийом відповіді від пристрою та передавання даних на сервер.

ПЗ слейв-пристроїв має мінімальний набір функцій керованого модема, а їх налаштування здійснюється через веб-інтерфейс, через сервер або інші комунікаційні порти: Bluetooth, WIFI, Modbus тощо.

Майстер-пристрої виконують ті ж самі задачі, що й слейв-пристрої, але додатково можуть виконувати наступні функції:

- попередня обробка даних;
- тимчасове зберігання даних на час відсутності зв'язку із сервером;
- керування під'єднаними пристроями за заданими алгоритмами.

Майстер-пристрої за необхідності об'єднують у локальні мережі та створюють ієрархії. Майстер-пристрої можуть виконувати функції модема, маршрутизатора та програмованого логічного контролера.

За рахунок розширеного набору функцій схематехніка та ПЗ майстер-пристроїв є більш комплексним, а їх налаштування може здійснюватися за допомогою локального ПЗ, в т. ч. локального веб-інтерфейсу.

За оцінками спеціалістів RedPine (<http://www.redpine.pro>) для таких архітектур на долю базових компонентів верхнього рівня приходить до 55-60% (ПЗ – до 40%), а на долю компонентів нижнього рівня – 40-45% (ПЗ – до 25%), таким чином, загальна значимість ПЗ складає до 65%, причому ПЗ верхнього рівня несе навантаження з обробки та інтерпретації даних, що надходять з нижнього рівня, а також надає інструменти для прийняття рішень оператором або в автоматичному режимі.

Для таких систем велику значимість також має середовище передавання даних. Для віддалених об'єктів єдиним прийнятним засобом передачі даних є мережі мобільного зв'язку та Інтернету. Наразі в Україні переважають технології 2G, які поступово витісняються технологіями 3G.

Для перших характерні невисокі швидкості передачі (до 86 кбіт/с), що може мати негативний вплив на час реакції оператора, але покриття території є кращим. Зазначимо також, що у світі є стала тенденція відмови від мереж другого покоління і перехід на мережі 3-4, а подекуди й 5 покоління. Інші варіанти організації зв'язку є економічно необґрунтованими, особливо для систем, орієнтованих на режим роботи у форматі 24/7. З урахуванням вище сказаного структура клієнтської частини – інтеграційно-комунікаційного контролера, буде мати наступний вигляд (рис. 4).

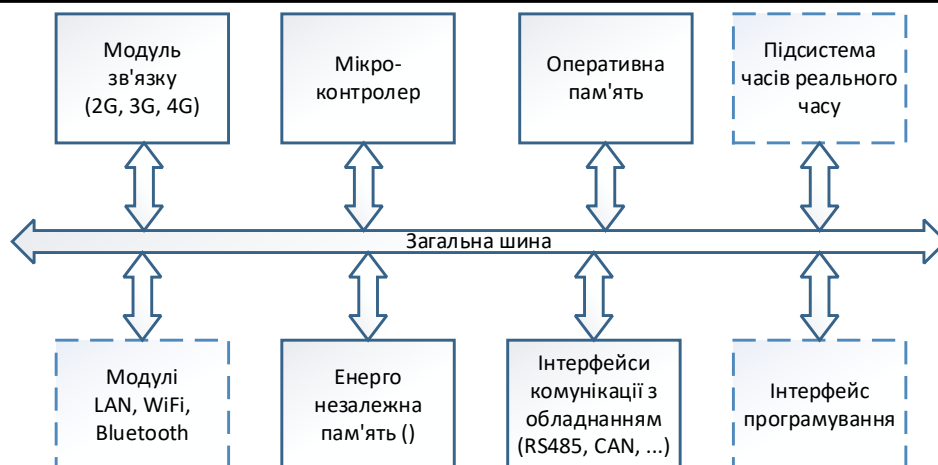


Рис. 4 – Структура інтеграційно-комунікаційного контролера

В обраній архітектурі модулі, обведені пунктирними лініями є необов'язковими та відсутні у базовій конфігурації задля здешевлення системи. При розширенні функціональних задач запропонованої системи ці модулі можуть бути доданими без особливих ускладнень.

У якості інтеграційно-комунікаційного контролера (рис. 4) використано мікро-комп'ютер Raspberry Pi третього покоління, що має можливості підключення як до мережі Ethernet, так і до інтелектуальних сенсорів, побудованих на базі Raspberry Pi Zero, Arduino тощо. Також такий підхід дозволяє використовувати стандартне програмне забезпечення ОС Linux. Мережу сенсорів доцільно виконувати із використанням стандартного протоколу Modbus та інтерфейсу RS 485.

Модуль зв'язку виконано на чіпах SimCom 5360 (3G HSPA+), у якості альтернативи розглядалися SimCom 7000, Telit xE866, Telit xE910, але вони мають більшу вартість при аналогічному функціональному наповненні. За рахунок використання можливостей самих модулів, що часто підтримують стек TCP/IP, FTP, HTTPS, HTTP, HTTPS, SMTP, POP3, DNS на рівні вбудованих AT-команд, спрощується програмування контролера, що відповідає за комунікацію із сервером SCADA. Код модуля обміну написано мовою C++ із використанням POSIX threads, libmodbus, curl, openssl (для захисту даних).

Архітектура серверної частини (рис. 5) містить набір із трьох сервісів – накопичення, обробки та комунікацій. Останній забезпечує зв'язок з оператором (людиною) та з інтеграційно-комунікаційним контролером. Ці сервіси виконуються на базі серверу Intel Core i5 / 32 Gb ОЗП / 2 x 500 Gb HDD.

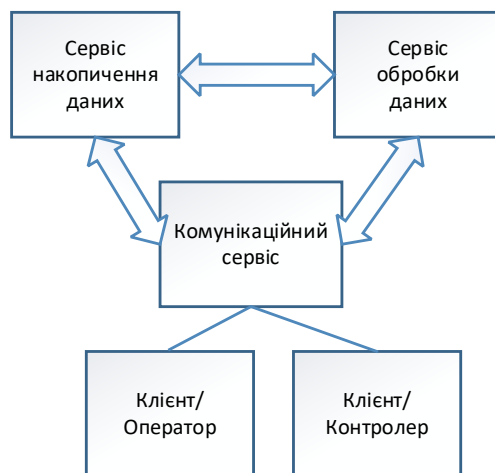


Рис. 5 – Структура серверної частини системи

Для організації комунікації між сервером та контролером було обрано протокол MQTT, що працює над TCP/IP та забезпечує чотири рівні якості послуг. Взаємодію між клієнтом та сервером організовано на основі архітектури REST, що забезпечує просту інтеграцію у систему Web-сервісів та використання стандартних протоколів.

На етапі досліджень ефективності прийнятих рішень для забезпечення безпеки даних між клієнтом і сервером, сервером та комунікаційним контролером використовується протокол TLS. В подальшому планується додати додаткові рівні безпеки, наприклад двоетапна автентифікація.

За допомогою розробленої системи були реалізовані алгоритми керування антенними пристроями із режимом стеження за джерелом сигналу [11-12].

#### **Висновки:**

1. Проведено аналіз вимог до систем на основі систем ІоТ, основними відмінностями таких систем від традиційних систем на основі ІоТ є підвищені вимоги до безпеки та надійності.

2. Традиційні системи SCADA (із використанням клієнта на персональному комп'ютері) не задовольняють вимогам ІоТ у розрізі доступу до даних у будь-якому місці та у будь-який час.

4. Перенесення SCADA у хмари додає проблем із забезпеченням безпеки та надійності даних. Доцільним є організація таких систем на основі ІааS [13]

5. Запропоновано архітектуру інтегрованої універсальної система віддаленого контролю та управління, основаної на використанні архітектури REST. Реалізовано ядро серверної частини системи, а також інтеграційно-комунікаційний контролер.

Перспективами подальших досліджень є аналіз методів побудови ефективних інтерфейсів користувача (HMI [14-15]) та розробка клієнтської частини системи.

#### **Література:**

1. Vehicle-to-vehicle (V2V) and vehicle-to-infrastructure (V2I) communication in a heterogeneous wireless network – Performance evaluation / K. C. Dey, A. Rayamajhi, M. Chowdhury, P. Bhavsar, J. Martin // *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 2016. – PP. 168-184
2. Towards 5G: Applications, Requirements and Candidate Technologies. / R. Vannithamby (ed.), S. Talwar (ed.). – J. Wiley & Sons, 2017. – 466 p.
3. Machine-to-machine (M2M) Communications. Architecture, Performance and Applications / C. Anton-Haro (ed.), M. Dohler (ed.). – Woodhead Publishing, 2017. – 410 p.
4. Galloway B. Introduction to Industrial Control Networks / B. Galloway, G. P. Hancke // *IEEE Communications Surveys & Tutorials*. – 2013. – vol. 15, no. 2. – PP. 860-880.
5. Recommendation ITU-T Y.2060. Overview of the Internet of things. – ITU, Geneva, 2013. – 22 p.
6. The Industrial Internet of Things Volume G1: Reference Architecture. – IIC, 2017. – 58 p.
7. Implementation of SCADA for multiple telemetry units while using GSM for communication / Q. ul. Ain, M. Shah, M. Khan, S. A. Mahmud // *2015 International Conference on Emerging Technologies (ICET)*. – Peshawar, 2015. – pp. 1-4.
8. How can I ... Select PlantStruxure reference architectures. – Schneider Electric, 2017. – Режим доступу: <https://www.schneider-electric.com.co/documents/News/Ecuador/Scada.pdf>.
9. Fu C. The application of embedded system in Supervisory Control and Data Acquisition System (SCADA) over wireless sensor and GPRS networks / C. Fu, Z. Ni, // *2015 IEEE 9th Int. Conf. on Anti-counterfeiting, Security, and Identification (ASID)*. – Xiamen, 2015. – PP. 81-85.

10. Paul S. Design of SCADA based wireless monitoring and control system using ZigBee / S. Paul, S. Narang, // 2015 Annual IEEE India Conference (INDICON).– New Delhi, 2015. – PP. 1-6.
11. Мнушка О.В. Системы управления позиционированием и слежением мобильных спутниковых антенных установок / О. В. Мнушка / Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Х., 2013. – Т. 5. – №9(65). – С. 39-45.
12. Мнушка О. В. Адаптивна система керування позиціонуванням супутниковою антеною / Мнушка О.В., Ніконов О.Я., Савченко В.М. // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". 3б. наук. праць. Серія: Інформатика та моделювання. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 32 (1141). – С. 120-127 с.
13. Church P. Moving SCADA Systems to IaaS Clouds / [P. Church, H. Mueller, C. Ryan et al] // IEEE Int. Conf. on Smart City/SocialCom/SustainCom (SmartCity). – Chengdu, 2015. – PP. 908-914.
14. Scripting engine for SCADA HMI / [M. Tandel, U. Joshi, A. Golhani et al] //2nd Int. Conf. for Convergence in Technology (I2CT). – Mumbai, 2017. – PP. 492-496.
15. Reeser J. Maintaining HMI and SCADA Systems Through Computer Virtualization / J. Reeser, T. Jankowski, G. M. Kemper // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2015. – vol. 51. – no. 3. – PP. 2558-2564.

### Summary

**Mnushka O.V.** SCADA based on the industrial Internet of Things: architecture of the system

*In this paper the requirements for the construction of distributed monitoring systems (Supervisory Control and Data Acquisition, SCADA) based on technologies of the industrial Internet of Things (IIoT) was analyzed. The architecture of telematics system based on cloud technologies and technologies IIoT is proposed. The main modules of such system, their purpose and technical characteristics are considered.*

**Keywords:** Internet of Things (IoT), protocol, cloud-based services, telematics, technical service, HMI

### References

1. Vehicle-to-vehicle (V2V) and vehicle-to-infrastructure (V2I) communication in a heterogeneous wireless network – Performance evaluation / K. C. Dey, A. Rayamajhi, M. Chowdhury, P. Bhavsar, J. Martin // Transportation Research Part C: Emerging Technologies, 2016. – PP. 168-184
2. Towards 5G: Applications, Requirements and Candidate Technologies. / R. Vannithamby (ed.), S. Talwar (ed.). – J. Wiley & Sons, 2017. – 466 p.
3. Machine-to-machine (M2M) Communications. Architecture, Performance and Applications / C. Anton-Haro (ed.), M. Dohler (ed.). – Woodhead Publishing, 2017. – 410 p.
4. Galloway B. Introduction to Industrial Control Networks / B. Galloway, G. P. Hancke // IEEE Communications Surveys & Tutorials. – 2013. – vol. 15, no. 2. – PP. 860-880.
5. Recommendation ITU-T Y.2060. Overview of the Internet of things. – ITU, Geneva, 2013. – 22 p.
6. The Industrial Internet of Things Volume G1: Reference Architecture. – IIC, 2017. – 58 p.
7. Implementation of SCADA for multiple telemetry units while using GSM for communication / Q. ul. Ain, M. Shah, M. Khan, S. A. Mahmud // 2015 International Conference on Emerging Technologies (ICET). – Peshawar, 2015. – pp. 1-4.

8. How can I ... Select PlantStruxure reference architectures. – Schneider Electric, 2017. – URL: <https://www.schneider-electric.com.co/documents/News/Ecuador/Scada.pdf>.
9. Fu C. The application of embedded system in Supervisory Control and Data Acquisition System (SCADA) over wireless sensor and GPRS networks / C. Fu, Z. Ni, //2015 IEEE 9th Int. Conf. on Anti-counterfeiting, Security, and Identification (ASID). – Xiamen, 2015. – PP. 81-85.
10. Paul S. Design of SCADA based wireless monitoring and control system using ZigBee / S. Paul, S. Narang, // 2015 Annual IEEE India Conference (INDICON).– New Delhi, 2015. – PP. 1-6.
11. Mnushka O.V. Sistemy upravleniya pozicionirovaniem i slezheniem mobil'nyh sputnikovyyh antennyyh ustanovok / O. V. Mnushka / Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tekhnologij. – H., 2013. – T. 5. – #9(65). – S. 39-45.
12. Mnushka O. V. Adaptivna systema keruvannya pozytsionuvannyam suputnykovoyu antenoyu / Mnushka O.V., Nikonov O.Ya., Savchenko V.M. // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu "Kharkivs'kyy politekhnichnyy instytut". Zb. nauk. prats'. Seriya: Informatyka ta modelyuvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2015. – # 32 (1141). – S. 120-127.
13. Church P. Moving SCADA Systems to IaaS Clouds / [P. Church, H. Mueller, C. Ryan et al] // IEEE Int. Conf. on Smart City/SocialCom/SustainCom (SmartCity). – Chengdu, 2015. – PP. 908-914.
14. Scripting engine for SCADA HMI / [M. Tandel, U. Joshi, A. Golhani et al] //2nd Int. Conf. for Convergence in Technology (I2CT). – Mumbai, 2017. – PP. 492-496.
15. Reeser J. Maintaining HMI and SCADA Systems Through Computer Virtualization / J. Reeser, T. Jankowski, G. M. Kemper // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2015. – vol. 51. – no. 3. – PP. 2558-2564.



Гевко Б.М.,  
Слободян Л.М.,  
Маруніч О.П.,  
Гупка В.В.

Тернопільський національний  
технічний університет  
імені Івана Пулюя  
м. Тернопіль, Україна,  
E-mail: kaf\_am@ukr.net

## ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ МАШИН

УДК 621.87

*Приведені особливості удосконалення конструкцій гвинтових завантажувачів сипких матеріалів з метою розширення технологічних можливостей і покращення якості роботи. Приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів.*

**Ключові слова:** гвинтові завантажувачі, сипкі матеріали, технологічні можливості, продуктивність

**Постановка проблеми.** Основними робочими й завантажувально-розвантажувальним органам багатьох сільськогосподарських машин є гвинтові робочі органи. Їх питома вага, як транспортних засобів, складає за різними джерелами загалом 40...50 %. Специфіка їх роботи зумовлена різними реологічними властивостями вантажів, які визначають номенклатуру й конструкційні параметри шнеків, а особливо гвинтових завантажувачів з двома чи трьома трасами транспортування по горизонталі, вертикалі чи криволінійних витках, що призводить до травмування особливо висівного матеріалу.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені проектуванню гвинтових завантажувачів, сучасні вимоги сільськогосподарського виробництва висувують завдання щодо модернізації існуючих конструкцій та створення принципово нових з проведенням відповідних теоретичних та експериментальних досліджень.

Тому вирішення наукового завдання, яке полягає в розробленні та практичній реалізації раціональних конструкцій гвинтових завантажувачів, мінімізації енерговитрат і зменшення травмування насіння (механізації процесів в агропромисловому комплексі) є актуальним, доцільним, значущим та перспективним для сільськогосподарської галузі України та інших держав.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Питанням дослідження кінематики зернового вантажу у гвинтових транспортно-технологічних механізмах (ГТТМ) присвячені праці Григор'єва А.В. [1], Германа Х. [2], Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. [3], Зенкова Р.Л. [4], Барышев А.И., Будишевський В.А. [5], Гевко І.Б. [6], та багатьох інших. У вказаних працях досліджено кінематику сухих сипких матеріалів, а кінематика вантажів з вологістю 12% і більше потребують подальших досліджень, а також необхідність удосконалення конструкції з метою розширення технологічних можливостей.

**Мета роботи.** Удосконалення конструкцій гвинтових завантажувачів з двох трасовим переміщенням сипких матеріалів і виведення аналітичних залежностей для їх розрахунку.

**Реалізація роботи.** Для покращення роботи гвинтових завантажувачів з різними траскторіями переміщення сипких матеріалів необхідно реалізувати наступне. Основні гіпотези і технічні ідеї, які необхідно вирішити для покращення їх конструкцій. Існуючі гвинтові завантажувачі з переміщенням сипких матеріалів знизу до верху здійснюють процес переходу з горизонтальної траси транспортування до вертикальної, як правило через карданні механізми, які його травмують і особливо це небезпечно для насінєвих матеріалів.

**Основні гіпотези і технічні ідеї, які повинні бути закладені в конструкції гвинтових завантажувачів.**

1. Подаюча горизонтальна вітка і вертикальна відвідна вітки повинні бути зміщені одна від одної на величину діаметра шнека або більше, щоб при переході з горизонтальної вітки у вертикальну не відбувалося травмування сипких матеріалів, особливо насінного.

2. Подаюча вітка завантажувача повинна бути оснащена гнучким робочим органом з гнучким кожухом для можливості збільшення зони завантаження із запобіжним наконечником.

3. Для змішування сухих матеріалів доцільно використовувати гофровані гвинтові робочі органи з запрограмованим або вільним профілем.

4. Для мобільності завантаження і підвищення продуктивності праці завантажувач доцільно встановлювати на рухому платформу.

5. Завантажувачі доцільно оснащувати додатковими пристроями для розширення їх технологічних можливостей, наприклад подачі мінеральних добавок, приготування кормових сумішей добавок біологічних стимуляторів або інших компонентів.

6. Деталі завантажувачів доцільно виготовляти з пластмас, які мають низький коефіцієнт тертя і малу масу.

Нами розроблена конструкція завантажувача, яка зображена на рис.1.

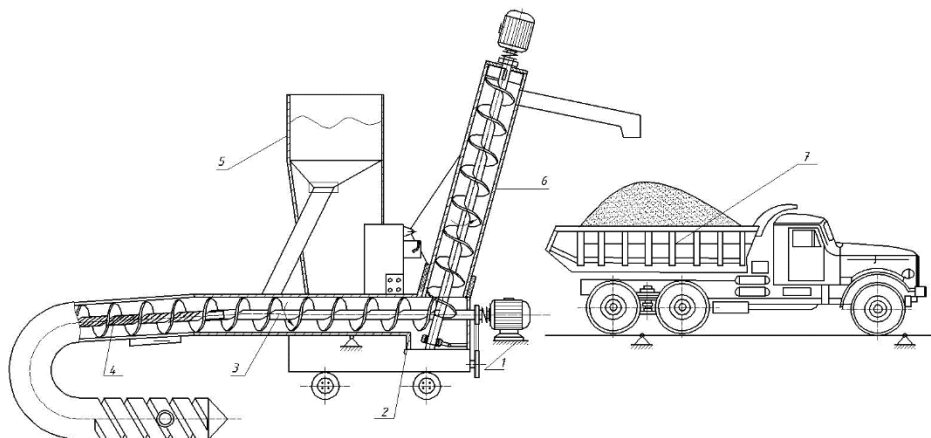


Рис.1 – Гвинтовий пересувний завантажувач

1 – рама; 2,6 – горизонтальний і вертикальний кожухи; 3 – жорсткий гвинтовий робочий орган;  
4 – гнучкий гвинтовий робочий орган; 5 – бункер; 7 – сміст для завантаження сипких матеріалів.

Робота пересувного гвинтового змішувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 6 з гнучким кожухом і наконечником вводять в купу сипкого матеріалу при цьому встановивши необхідні величини зазорів в пазах захисної насадки разом з рукояткою. Після цього включають привід за допомогою пульта керування. За допомогою гнучкої спіралі 6 і сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 куди і подаються кормові добавки по прозорому циліндричному лотку і разом з зерном змішуються і далі подаються в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 4 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 7 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки переставляють в нове місце, або за допомогою рухомої підставки переводять в інше місце відомим способом. В разі потреби при зволоженнях кормових добавках автоматично включаються електромагнітні вібратори, які з'єднані з пультом керування, які сприяють покращенню подачі кормових добавок в зону змішування.

Для розрахунку гвинтових завантажувачів сипких матеріалів нами виведені аналітичні залежності для визначення продуктивності завантажувача, яке визначається за формулою

$$Q_v = 47 D_C^2 \xi n_c \psi c_\beta, \quad (1)$$

де  $\rho$  – насипна густина транспортного матеріалу, т/м<sup>3</sup>;  $D_C$  – зовнішній діаметр спіралі, м;  $\xi$  – емпіричний коефіцієнт, який враховує відношення кроку спіралі до її зовнішнього діаметра;  $n_c$  – частота обертання спіралі, об/хв.;  $\psi$  – коефіцієнт заповнення поперечного січення спіралі;  $c_\beta$  – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності в залежності від кута нахилу спіралі, а отже з рівності (1) можна визначити розрахункове значення зовнішнього діаметра спіралі

$$D_C \approx \sqrt{\frac{Q_p}{47 \xi n_c \psi c_\beta \rho}}. \quad (2)$$

Відповідно сила опору  $W$  від тертя матеріалу до стінок рукава та при нахилі пристрою під певним кутом  $\beta$  до горизонту (рис.2).

$$W = q g f_p L_C \cdot \cos \alpha + q g f_p L_C \cdot \sin \alpha = q g (L f_p + h), \quad (3)$$

де  $q$  – розподілена маса матеріалу, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $f_p$  – коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача;  $L_C$ ,  $L$ ,  $h$  – лінійна довжина спіралі та її проекції на горизонтальну та вертикальну площини, м;  $\alpha$  – кут нахилу спіралі до горизонту.

В реальних умовах дуже проблематично розрахувати всі сили опору, які протидіють обертовому руху спіралі, тому на практиці використовують відому залежність [5] для визначення потужності приводу

$$N = \frac{Q_p L_C}{367 \eta_{\Pi}} \cdot (k \pm \sin \alpha), \quad (4)$$

де  $\eta_{\Pi}$  – коефіцієнт корисної дії приводу;  $k$  – коефіцієнт опору матеріалу.

Відповідно знак «+» приймається при підйомі матеріалу, а знак «-» під час опускання. А для горизонтально розміщеної секції завантажувача

$$N = \frac{Q_p L_C k}{367 \eta_{\Pi}}. \quad (5)$$

З врахуванням, що

$$\nu_{кр} = \rho R n_{кр} / 30, \quad (6)$$

критична частота обертання спіралі рівна

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi R} \sqrt{\frac{g R}{f_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho_c)}. \quad (7)$$

Для теоретичного дослідження впливу таких параметрів як радіус спіралі  $R$ , кут її підйому  $\beta$ , коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача  $f_p$  на частоту обертання спіралі було проведено розрахунок, на основі яких побудовані графічні залежності (рис.2). По отриманих результатах (рис.3) встановлено, що частота обертання спіралі повинна бути більшою, відповідно чим більше значення кута підйому спіралі і менший її радіус та менший коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава.

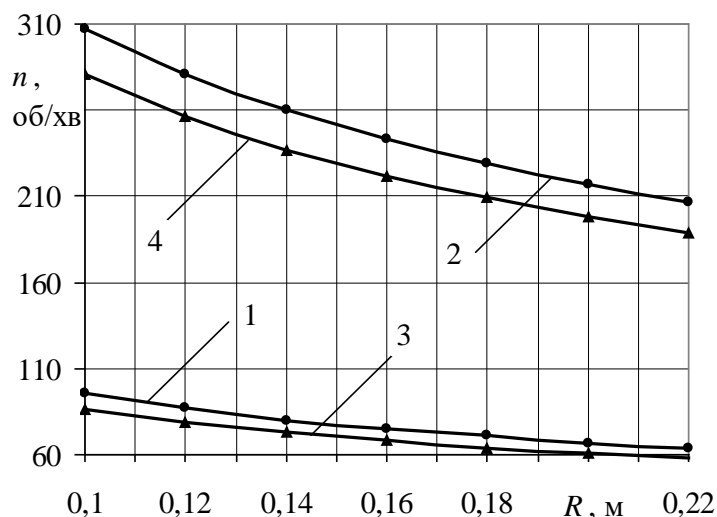


Рис.2 – Залежність зміни частоти обертання спіралі завантажувача від її радіуса  $n = f(R)$  при різних значеннях кута її підйому та коефіцієнта тертя матеріалу до стінок рукава:  
 1 – ( $\beta = 16^\circ, f_p = 0,15$ ); 2 – ( $\beta = 20^\circ, f_p = 0,15$ ); 3 – ( $\beta = 16^\circ, f_p = 0,18$ ); 4 – ( $\beta = 20^\circ, f_p = 0,18$ ).

Крутний момент на шнекові визначаємо за виразом [7]:

$$M = N_1 \cdot R (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 R f_2. \quad (8)$$

де  $M$  – крутний момент, Н·м;  $N_1, N_2$  – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, Н;  $f_1$  – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;  $f_2$  – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха;  $R$  – радіус спіралі.

Швидкість просипання вантажу через отвір захисного наконечника визначають за формулою [6]:

$$V_s = \lambda \cdot \sqrt{3,2 \cdot g \cdot R}, \quad (9)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт просипання;  $R$  – гідравлічний радіус випускного отвору (відношення площі до периметру отвору);  $g$  – прискорення земного тяжіння.

Провівши відповідні перетворення, отримуємо залежність з якої можна визначити радіус отвору просипання [4]:

$$R = \sqrt[5]{\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{ж}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_s^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}. \quad (10)$$

Визначивши радіус отвору, можна через рівність площ визначити ширину прямокутного отвору з залежності:

$$l = \frac{\pi}{a} \left[ \frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{ж}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_s^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g} \right]^{\frac{2}{5}}. \quad (11)$$

Використовуючи дані залежності, можна забезпечити потрібні конструктивні розміри отворів просипання насадок і добитися максимальної продуктивності ГК при дотриманні встановлених норм виконання технологічного процесу транспортування.

**Висновки.** На основі приведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Приведено 6 гіпотез і технічні ідеї, які необхідно реалізувати для покращення конструкцій гвинтових завантажувачів з двох трасовим переміщенням сипких матеріалів, які закладені в розроблену конструкцію гвинтового завантажувача.

2. Приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів, які можуть і використовуватися в якості завантажувачів змішувачів.

### Література

1. Григорьев А.В. Винтовые конвейеры / А.В. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972.
2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Вища школа, 1989. – 176 с.
3. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1973. – 220 с.
4. Барышев А.И. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А.И. Барышев, В.А. Будисhevский и др. // Под. ред. В.А. Будисhevского. – Донецк: Норд-Прес, 2005. – 689 с.
5. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ, 2008. – 307 с.
6. Паладійчук Ю.Б. Дослідження енергосилових параметрів роботи конвеєрів із коливним осьовим рухом шнека / Ю.Б. Паладійчук, Ю.М. Тарасюк // Збірник наукових праць “Сількогосподарські машини”. – Луцьк, 2014. – Вип.27.

### Summary

**Hevko B.M., Slobodian L.M.** Features of the design of the machines' screw loaders

*The features of improving the designs of screw loaders of bulk materials with the purpose of expansion of technological possibilities and improvement of work quality are given. The analytical dependences for determining the power and structural parameters, as well as the dependence of changes in the rotational speed of the boiler spiral from the design parameters are developed.*

**Keywords:** screw loaders, bulk materials, technological capabilities, productivity.

### References

1. Hryhorev A.V. Vyntov ie konveier i / A.V. Hryhorev. – М.: Mashynostroenye, 1972.
2. Hevko B.M. Vyntov ie podaiushchye mezanyzm i selskokhoziaistvenn ikh mashyn / B.M. Hevko, R.M. Rohatynskyi. – Lvov: Vyshcha shkola, 1989. – 176 s.
3. Zenkov R.L. Mekhanyka nas ipn ikh hruzyv / R.L. Zenkov. – М.: Mashynostroenye, 1973. – 220 s.
4. Bar ishev A.Y. Raschet y proektyrovanye transportn ikh sredstv neprer ivnoho deistvyia / A.Y. Bar ishev, V.A. Budyshevskyi y dr. // Pod. red. V.A. Budyshevskoho. – Donetsk: Nord-Pres, 2005. – 689 s.
5. Hevko I.B. Hvyntovi transportno-tekhnologichni mekhanizmy: rozrakhunok i konstruiuvannia / I.B. Hevko. – Ternopil: TDTU, 2008. – 307 s.
6. Paladiichuk Yu.B. Doslidzhennia enerhositylovykh parametriv roboty konveieriv iz kolyvnym osovym rukhom shneka / Yu.B. Paladiichuk, Yu.M. Tarasiuk // Zbirnyk naukovykh prats “Silkohospodarski mashyny”. – Lutsk, 2014. – Vyp.27.

Білик С.Г.,  
Диня В.І.,  
Фльонц О.І.,  
Клендій М.І.,  
Семенів І.І.,  
Марчук Н.М.  
Відокремлений підрозділ  
НУБіП України  
«Бережанський агротехнічний  
інститут»  
м. Бережани, Україна,  
E-mail: kaf\_am@ukr.net

**ПНЕВМАТИЧНИЙ АВТОМАТИЗОВАНИЙ  
ПРИСТРІЙ ДЛЯ СВЕРЛІННЯ ОТВОРІВ В  
ТРУБЧАСТИХ ЗАГОТОВКАХ І НАРІЗАННЯ РІЗІ**

УДК621.81.

*Приведена конструкція пневматичного автоматизованого пристрою для сверління отворів і нарізання різі. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів.*

**Ключові слова:** трубчаті заготовки, сверління отворів, нарізання різі, технологічні процеси.

**Вступ.** Трубчаті заготовки широко використовуються в сільськогосподарських машинах, основними операціями з ними є відрізання на мірні куски, сверління отворів, нарізання різей, зварювання та інше. Тому використання автоматизованих пристроїв для їх подачі і інших операцій є виправданим.

До переваг пневматичних автоматизованих пристроїв відноситься – простота конструкції і мала собівартість виготовлення, швидкохідність, надійність в роботі та інше.

**Аналіз результатів досліджень і публікацій.** Питаннями механізації технологічних операцій механоскладального виробництва сільськогосподарських машин присвячені праці Корсакова В.С. [1], Болотін Х.Л. [2], Раковнич А.Г. [3], Руденко П.О. [4], Маталін А.А. [5], Половинкін А.Н. [6] Зуев [7], Гевко Б.М. [8], Аунану А.А. [9], Пилипець М.І. [10], та багато інших. Однак цілий ряд питань виготовлення деталей сільськогосподарських машин і розроблення засобів механізації і автоматизації потребують подальших досліджень.

**Мета роботи.** Розроблення засобів механізації механоскладального виробництва в сільськогосподарському виробництві потребують подальших досліджень.

**Реалізація роботи.** Пневматичний автоматизований пристрій для сверління і нарізання різі в трубчастих заготовках зображено на рис.1, який виконано у вигляді корпусу 1 з пневматичним затискним пристроєм 2, який оснащений пневмоциліндром 3 відомої конструкції з можливістю осьового горизонтального переміщення.

Крім цього зверху корпусу 1 встановлено відомий механізм завантаження циліндричних заготовок 4 в зону різання 5 у вигляді лотка 6 відомої конструкції. Для точного базування заготовки на позиції різання її ззаду підтиску є пневматичний прижим 7 відомим способом і відомої конструкції.

Пристрій оснащений шпіндельним вузлом 8 вертикально-свердлильного верстату. Це шпіндель 9, затискний патрон 10 свердло-мітчик 11, реверс 12 і реверсного упора 13. Робота пристрою здійснюють кулачок подачі 14, заготовок 4 і кулачок 15 регулювання роботи золотника 16, який регулює подачу стиснутого повітря в пневматичні циліндри 7 затиску заготовки 4 і її базування в зоні різання – 5.

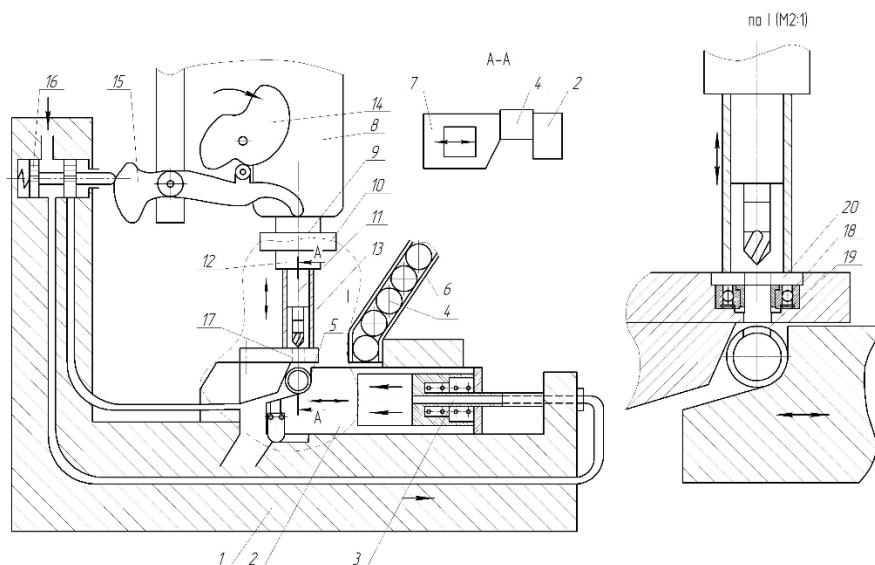


Рис.1 – Пневматичний автоматизований пристрій для свердління і нарізання різі в трубчастих заготовках

Пристрій оснащений кондукторною плитою 17 з кондукторними втулками, які виконані у вигляді упорного підшипника 18 з метою явного зменшення зношення інструментів і підвищення їх надійності і довговічності.

Робота пристрою здійснюється наступним чином. В лоток 6 встановлюють трубчасті заготовки 4 в певній кількості. Механізм затиску 3 відводять вправо з можливістю одній трубчастій заготовці поступити в зони різання 5. При цьому за допомогою кулачків 15 і 14 здійснюють управління роботою пристрою і затиску заготовки з двох сторін пневмоциліндрами 3 і 16 і при цьому здійснюють свердління отвору 19 в трубчастій заготовці і нарізання різі свердлом-мітчиком 11 шляхом його опускання вертикально вниз. При цьому торець реверсного упора 13 впирається в циліндричне кільце, який знизу є у взаємодії з упорним підшипником, а свердло 11 опускається в низ в отвір кондукторної втулки 18. При дальшому опусканні ріжучого інструменту 11 здійснюють нарізання різі. Після закінчення нарізання різі в отворі 19 включається реверс 12 за допомогою реверсного упора 13 і свердло-мітчик починають обертатися в протилежну сторону і піднімається вверх. Циліндрична прокладка 20 виконана у вигляді кільця з діаметрами упорного підшипника відомої конструкції без заїдання з'єднаними деталями. За допомогою кулачків 15 і 14 затискні механізми відводять з зони різання, готову деталь звідти знімають, а в її місце поступає наступна заготовка, яку в автоматичному режимі встановлюють в пристрій і далі здійснюється процес різання.

До переваг пристрою відноситься можливість свердління отворів, нарізання різей, і викручування мітчика 11 реверсним механізмом 12 при цьому відбувається розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

Практично швидкості різання мітчиками приймають у межах  $V = 10 \dots 20$  м/хв., хоча швидкорізальними автоматними мітчиками можна нарізати різьблення в гайках зі швидкостями різання  $V < 50$  м/хв.

Швидкість різання мітчиками, круглими плашками і самовідкриваючими різьбовими головками обчислюють за рівнянням [3]

$$v = \frac{C_v K_v D^{1.2}}{T^m t^x}, \quad (1)$$

де  $C_v$  – коефіцієнт, що враховує умови обробки;  $D$  – зовнішній діаметр різьби;  $K_v$  – поправочний коефіцієнт, що враховує марку оброблюваного матеріалу і вид інструменту;  $T$  – стійкість, хв;  $t$  – крок різьби, мм.

Важливим параметром різьбо нарізання є стійкість різьбонарізних інструментів – це сумарний час, витрачений на нарізування різьби однотипних заготовок до моменту, коли зношування по задній поверхні різьбонарізних інструментів досягає критерію зносу  $h_{3\max}$ .

Крутний момент в ньютон-метрах для різьбонарізних інструментів визначають із залежності  $M_{кр} = C_m K_m D^x P$  (4), де  $D$  – зовнішній діаметр різі, мм;  $P$  – крок різі, мм;  $C_m$  – коефіцієнт, який вибирають за умови [1].

Стійкість  $T$  підраховують згідно рівнянь (1), щодо стійкості інструменту. Для мітчиків, круглих плашок і само відкриваючих різьбонарізних головок [3].

$$T = \left( \frac{C_v D^{1,2}}{vt^x} \right)^{1/m}, \quad (2)$$

де,  $m$ ,  $x$  – показники степенів.

Ефективна потужність в кіловатах, витрачається на нарізування різьби, визначається за рівнянням [3].

$$N_e = 60 M_{кр} n \quad (3)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент, кНм;  $n$  – частота обертання об/хв.

Основний час роботи різьбонарізного обладнання, витрачений на обробку однієї заготовки для різних методів різьбонарізання, розраховується за такими рівняннями: для різьбових різців

$$t_i = l_a + l_1 + f \text{ иг} / (nP), \quad (4)$$

для гайкових і машинних мітчиків, нарізати різьбу в наскрізних отворах

$$t_0 = (l_a + l_p) / (nt).$$

де  $l_q$  – довжина нарізання різі на заготовках;  $l_p$  – довжина робочої частини інструмента;  $n$  – кількість обертів.

Патрон для нарізання різі (рис.1) виконано у вигляді ступінчастого циліндричного корпусу 1, з лівої сторони у центральному отворі 2 якого жорстко встановлено циліндричну оправку 3 з можливістю осьового переміщення. В оправці по зовнішньому діаметру рівномірно по колу встановлено декілька рядів кульок 4, наприклад, три, які завальцьовані у сферичних виїмках 5 оправки 3 з можливістю кругового повертання. Кульки верхніми сферичними поверхнями є у взаємодії з півкруглими осьовими пазами 6, які виконані у центральному отворі 2 ступінчастої циліндричного корпусу 1 рівномірно по колу.

Крім цього з лівого торця ступінчастий циліндричний корпус закритий кришкою 7 з центральним отвором 8, який є у взаємодії з зовнішнім діаметром оправки 3. В цьому отворі кришки 7 напроти кульок виконані наскрізні осьові півкруглі пази 9, які є фактично продовженням внутрішніх осьових півкруглих пазів 6 внутрішнього отвору 2 ступінчастого циліндричного корпусу для вільного осьового переміщення оправки з кульками.

**Висновок.** На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено пневматичний автоматизований пристрій для сверління отворів в трубчатих заготовках і нарізання різі, що забезпечує збільшення продуктивності праці і підвищує точність оброблення.

2. Приведені аналітичні залежності для визначення режимів різання.

### Література:

1. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении / В.С. Корсаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 285 с.
2. Болотин Х.Л. Механизация и автоматизация станочных приспособлений / Х.Л. Болотин. – М.: Машгиз, 1982.



3. Раковнич А.Г. Автоматизация проектирования приспособлений металлорежущих станков / А.Г. Раковнич. – М.: Машиностроение, 1980. – 136 с.
4. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів у машинобудуванні / П.О. Руденко. – К.: Вища школа, 1993. – 416 с.
5. Маталін А.А. Базирование и закрепление заготовок в приспособлениях / А.А. Маталін. – Л.: Машиностроение, 1979. – 36 с.
6. Половинкин А.Н. Основы инженерного творчества / А.Н. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
7. Зуев А.А. Технология сельскохозяйственного машиностроения / А.А. Зуев, Д.Ф. Гуревич. – М.: Колос, 1980. – 256 с.
8. Гевко Б.М. Технологія сільськогосподарського машинобудування / Б.М. Гевко та ін. – К.: Кондор, 2006. – 490 с.
9. Аунану Ф.Ф. Технология сельскохозяйственного машиностроения / Ф.Ф. Аунану и др. – М.: Машиностроение, 1968. – 491 с.
10. Пилипець М.І. Гибкие винтовые механизмы / М.І. Пилипець. –Машиностроитель, 1989. – №9. – С.11-13.

### Summary

**Bilyk S.G., Dynia V.I., Flionts O.I., Klendiy M.I., Semeniv I.I., Marchuk N.M.**  
Pneumatic automated apparatus for drilling holes in tubercular billets and for cutting threads

*Tubular billets are widely used in agricultural machinery. Cutting off blanks for dimensional pieces, drilling holes, cutting threads, welding etc. are the main operations of mechanical engineering. The advantages of the device are specific speed, reliability at work, low production cost.*

**Keywords:** tubular billet, drilling holes, cutting threads, technological process.

### References

1. Korsakov V.S. Osnov i konstruyrovaniya prysposobleniy v mashynostroenyy / V.S. Korsakov. – М.: Mashynostroenye, 1983. – 285 s.
2. Bolotyn Kh.L. Mekhanyzatsiya y avtomatyzatsiia stanochn ikh prysposobleniy / Kh.L. Bolotyn. – М.: Mashhyz, 1982.
3. Rakovnych A.H. Avtomatyzatsiya proektyrovaniya prysposobleniy metalorezhushchykh stankov / A.H. Rakovnych. – М.: Mashynostroenye, 1980. – 136 s.
4. Rudenko P.O. Proektuvannia tekhnolohichnykh protsesiv u mashynobuduvanni / P.O. Rudenko. – К.: Vyshcha shkola, 1993. – 416 s.
5. Matalin A.A. Bazyrovanye y zakreplenyeh zahotovok v prysposobleniyakh / A.A. Matalin. – L.: Mashynotsroenye, 1979. – 36 s.
6. Polovynkyn A.N. Osnov i ynzhenernoho tvorchestva / A.N. Polovynkyn. – М.: Mashynostroenye, 1988. – 368 s.
7. Zuev A.A. Tekhnolohiya selskokhoziaistvennoho mashynostroeniyia / A.A. Zuev, D.F. Hurevych. – М.: Kolos, 1980. – 256 s.
8. Hevko B.M. Tekhnolohiia silskohospodarskoho mashynobuduvannia / B.M. Hevko ta in. – К.: Kondor, 2006. – 490 s.
9. Aunanu F.F. Tekhnolohiya selskokhoziaistvennoho mashynostroeniyia / F.F. Aunanu y dr. – М.: Mashynostroenye, 1968. – 491 s.
10. Pylypets M.I. Hybkye vyntov ie mekhanyzmy / M.I. Pylypets. –Mashynostroytel, 1989. – №9. – S.11-13.

Ачкевич О.М.<sup>1</sup>,

Ачкевич В.І.<sup>2</sup>,

<sup>1</sup>Національний університет  
біоресурсів та природокористування  
України,

м.Київ, Україна

E-mail: achkevych@gmail.com,

<sup>2</sup>Компанія «Аврора-сервіс»,

м.Київ, Україна

## АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КОЛЕКТОРІВ ДОЇЛЬНИХ АПАРАТІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ЯКІСТЬ ОТРИМАНОГО МОЛОКА

УДК 637.116

*В роботі проаналізовано вплив конструкцій колекторів доїльних апаратів на якість отриманого молока. Визначено основні напрямки покращення відведення молока з доїльного апарата в верхній молокопровід та зниження негативного впливу на мікроструктуру молочного жиру.*

**Ключові слова:** молокопровід, доїльний апарат, колектор, якість молока, пульсація, конструкція колектора, режим транспортування.

**Актуальність проблеми.** Технологія виробництва на молочній фермі повинна відповідати сучасним вимогам і забезпечувати рентабельне отримання високоякісного молока з ощадним ставленням до збереження здоров'я тварин. Якість молока залежить від багатьох факторів: кормової бази, умов утримання, санітарного стану та технічних характеристик обладнання. За статистичними даними в нашій країні господарствами різних категорій виробляється молоко екстра гатунку близько 6 %, вищого гатунку – 32 % та першого гатунку на рівні 60% [1]. Причому, молоко вищих гатунків отримується в господарствах промислового типу.

Основними показниками, які визначають якість молока є масова доля жиру, білка, щільність, кількість соматичних клітин (КСК), вміст вільних жирних кислот (ВЖК), загальне бактеріальне забруднення (ЗБК) та точка замерзання (ТЗ). Серед факторів які впливають на показники якості молока виділяють дві основні групи – контрольовані та неконтрольовані [2].

До контрольованих факторів можна віднести наступні: обробка вимені корів перед доїнням, забезпечення належного санітарного стану доїльного обладнання та ефективна первинна обробка молока у господарстві. До неконтрольованих належить: технологічна схема доїльної установки, режим роботи доїльного апарата (попарний, одночасний, комбінований, зі стимулюючими системами чи без них, з адаптованою частотою пульсатора до швидкості доїння та ін.), конструкційні особливості доїльного апарата (об'єм колектора, діаметри молочних шлангів, просторове розміщення отвору для впуску повітря і т. д.). З цього походить, що технічний рівень доїльного обладнання має великий вплив на якість кінцевого продукту.

**Аналіз останніх публікацій по даній проблемі.** Доїльні установки, які сьогодні використовуються в Україні суттєво відрізняються одна від одної як за конструкцією так і за організацією технологічного процесу машинного доїння корів. Жодне обладнання, що використовується в галузі тваринництва не контактує так близько із живим організмом як доїльний апарат. Мінімальний вплив на фізіологічний стан тварин під час доїння є запорукою збереження здоров'я молочної залози та якості отриманого молока.

Високий технічний рівень в цьому плані має зарубіжне доїльне обладнання. Але використання дорогого імпортного обладнання не завжди економічно обґрунтовано для вітчизняних молочних ферм, що розвиваються. Також не завжди технічно-технологічні показники сучасного обладнання влаштовують вітчизняних виробників.

Важливим є збереження якості молока при машинному доїнні. Існує проблема виведення видосеного молока з молокозбірної камери колектора у верхній молокопровід

(для доїльних установок типу «молокопровід»), особливо це стосується процесу машинного доїння високопродуктивних корів, коли має місце несвоєчасне відведення молока із колектора та пульсація потоку в молочному шлангові. За даними досліджень [3] встановлено, що при доїнні у верхній молокопровід втрати молочного жиру становлять від 0,16 до 0,3 %. Крім того збовтування молока в молочних шлангах створює багато піни, вміст жиру в якій досягає 12–15 %. Найбільша кількість мікроорганізмів знаходиться у змивах з колектора та з молокопроводу. Причиною є недотримання та порушення технології доїння [4]. Це вимагає посилення уваги до технології доїння оскільки через її порушення, втрати молока можуть становити від 25 до 30 % [5]. В результаті неповного видоювання молока із вим'я втрачається до 12 % його жирності [5, 6].

**Аналіз систем утримання та виробництва молока.** Проаналізувавши системи утримання та виробництва молока в Європі та світі стає зрозуміло що стійлове утримання та доїння в молокопровід досить широко використовується. Так, наприклад, в Канаді та США існує близько 9400 ферм з кількістю корів до 100 які доять в стійловий молокопровід та отримують якісне молоко. Для країн Європи, цей показник складає близько 60000 ферм із середнім поголів'ям 30 корів [7]. В Німеччині на малих фермах з стадом до 30 корів використовують стійлове утримання майже 85 % фермерів [8]. Західні експерти стверджують, що для стада до 80 корів використання прив'язного утримання та доїння у молокопровід є економічно обґрунтованою альтернативою доїнню в доїльних залах. В Канаді більшість ферм штату Квебек застосовує прив'язне утримання корів. За даними статистичних даних (Milk.ua.info.) існуючих молочних ферм України об'єм виробленого молока в Україні екстра та вищого ґатунку був отриманий на різних установках, що використовуються в господарствах.

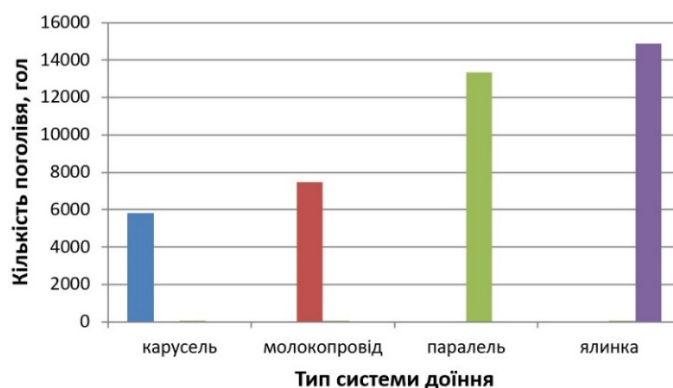


Рис. 1 – Розподіл поголів'я за типами систем доїння в Україні

Аналіз приведених даних свідчить, що досягти високих надоїв та забезпечити високу якість молока при прив'язному утриманні корів цілком можливо за умови використання сучасного надійного доїльного обладнання та дотримання санітарно-гігієнічних вимог відповідно до технології утримання.

Одним із факторів зниження якості молока є конструкційні особливості колектора. Процеси у молочній камері приводять до спінювання молока, що погіршує не тільки умови його транспортування, але і спричиняє значні втрати жирності уже на етапі збору молока у колекторі.

**Аналіз існуючих конструкцій колекторів доїльних апаратів.** Колектор, як один із основних складових доїльного апарата, призначений для збору молока від доїльних стаканів, формування порцій молокоповітряної суміші та її видалення з молокозбірної камери до молокопроводу. Колектори бувають дво, три, чотирикамерні, а за схемою відведення молока з нижнім та верхнім відводом. На ринку представлені колектори різних виробників, виготовлених з різних матеріалів, з різними об'ємами молочних камер, різним дизайном та іншими конструкційними та технологічними особливостями.

До колектора пред'являють наступні вимоги:

- колектор повинен виключати перехресне зараження четвертей вимені однієї корови. Цього можна досягти за рахунок відділення окремих камер або зворотного клапана;
- потік молока через колектор повинен бути рівномірним;
- мінімізація коливання вакууму під дією в такті ссання з метою зниження піноутворення.

Деякі компанії збільшують об'єм молочної камери для зниження піноутворення, відповідно, знижуються втрати жиру та перенесення мікробів. Але це не завжди приводить до зниження коливання вакууму, особливо при доїнні тварин з високою продуктивністю. Слід врахувати, також, що молокопровідний шлях ділиться на дві частини: до колектора та після колектора.

Основна відмінність конструкцій колекторів полягає саме у об'ємі молокозбірної камери колектора, як одне із можливих рішень збереження стабільного тиску та зниження спінювання молока. Але таке рішення не завжди дає бажаний результат.

Колектор фірми ТДМ має незвичну форму в вигляді лійки, що дозволяє швидко формувати порцію видоєного молока в молочному шлангові для подальшого безперешкодного видалення в молокозбірник. Доїння відбувається з мінімальним ефектом збовтування та зворотного потоку молока при досить простій конструкції колектора.

Колектор фірми Вестфалія має значно складнішу конструкцію для покращення режимів виведення молока до молокопроводу. Колектор являє собою чотири розділені між собою молочні камери місткістю по 65 мл. Кожна камера має отвір для впуску повітря. Порції молока з камер з'єднуються в один потік в молочному шлангові. В кожній камері є клапан який перекриває молочний шланг в випадку спадання доїльного апарата. Недоліком даної конструкції, на нашу думку, є надлишкова кількість повітря що надходить в камеру колектора, що, в свою чергу, погіршує якість молока.

Для зменшення збовтування молока у молочному шлангові існують рішення з використанням зворотних клапанів, котрі виконані у вигляді еластичних карманів або запірних кульок односторонньої дії. Недоліком такого рішення є складність виготовлення та забезпечення якісного очищення після доїння.

Для усунення спінювання молока під час його «падіння» у молокозбірній камері фірма «InterPuls» запропонувала власну розробку колектора. Запатентований дефлектор розташований всередині колектора у верхній його частині, тільки в передній частині від доїльних стаканів. Це запобігає падінню молока відразу в нижню чашу колектора, змушуючи молоко стікати по стінках колектора, тим самим усуваючи типові коливання вакууму у великих колекторах. Тому, молоко не буде спінюватись, що може покращити його якість.

Фірма DeLaval пропонує колектори з верхнім відводом молока для мінімізації флуктуації вакууму під дією корови [9]. Це досягається за рахунок того що молоко відсмоктується із дна колектора через вертикальну центральну трубку, що забезпечує рівномірний потік молока і мінімальне пошкодження молока (низький рівень розчеплення молочних жирів). В даній конструкції відсутнє розділення потоку молока і повітря. Прорухання повітря нічим не обмежується. В звичайній конструкції колектора молоко проходить через дно колектора. Це обмежує потік повітря із колектора і тим самим знижує рівень вакууму та продуктивність колектора. Таким чином, молоко постійно і без пошкоджень виводиться із колектора не викликаючи збільшення вільних жирних кислот.

Вчені та винахідники пропонують різноманітні технічні рішення усунення спінювання молока у камері колектора та падіння вакуумметричного тиску. Колектор Flo-Star від фірми «Boumatik» має Х-подібні молочні патрубки [10]. Така конструкція колектора дозволяє направляти потік молока по стінкам колектора, що в свою чергу виключає його

спінювання та виплескування. Талапаєв Г. В. [11] пропонує конструкцію колектора з двома вихідними патрубками, в яких відокремлюються перші потоки молока. Це дає можливість відділити молоко з найбільшим вмістом бактерій. Але конструкція такого колектора відрізняється складністю при виготовленні та експлуатації. Кузьмін А. Є. та Стерхов А. А. [12] пропонують складну конструкцію колектора з верхнім відводом молока, для доїння в верхній молокопровод, що покращує транспортування молока і збереження його якості.

Для недопущення сухого доїння окремих четвертей вимені Раїцький Г. Є. [13] пропонує колектор для по-четвертого доїння з клапанами на кожен молокоприймальну камеру. Існує пропозиція використання чотирьохкамерного колектора. Цей колектор має чотири окремі камери та патрубки для транспортування молока окремо від кожної четверті вимені. Така конструкція дає змогу ізолювати хворе на мастит молоко.

Відповідно до фізіології конструкційні параметри колектора доїльного апарата повинні забезпечити оптимальне виведення молока з дійок з мінімальним коливанням вакуумметричного тиску в молокозбірній камері колектора в такті ссання і забезпечити якісне відведення молока в такті стиснення. З цією метою запропоновані різноманітні конструкції колекторів для покращення режиму транспортування молока до молокопроводу. До цієї групи належать колектори доїльних апаратів з порційним транспортуванням молока.

Основним напрямком наукових досліджень є оптимізація параметрів і режимних характеристик колекторів з метою наближення їх конструкції до фізіології тварини та природньої молоковіддачі [14,15,16].

Дослідженнями [17] встановлено, що в 38–40 % випадків причиною вибраковки високопродуктивних корів є патологія вим'я із-за невідповідності доїльного апарата фізіології тварини. Практика показує, що невідповідність доїльних апаратів фізіології тварини рівноцінно втратам 1,8–2,3 л молока на одне доїння, до 23 % корів хворіють на мастит, а це призводить до втрат надоїв молока до 3,5 % [4, 5, 6].

За твердженнями дослідників, однією з головних причин захворювання корів на мастит та збільшення кількості КСК є нестабільний вакуумний режим під час доїння.

В роботі [18,19] відмічається, що оптимальний робочий вакуумметричний тиск повинен бути на рівні 40 кПа, що абсолютно безпечно для здоров'я тварини, а при зменшенні робочого тиску до 27–33 кПа відбувається неповне розкриття сфінктера, це призводить до зниження швидкості доїння і загального падіння продуктивності корів. За даними ряду дослідників діапазон допустимих коливань робочого тиску повинен бути в межах від 6,65 до 7,32 кПа в такті ссання. Встановлено, що коливання робочого тиску в піддійкових просторах доїльних стаканів від 9,7 до 19,8 кПа знижують добовий надій на 1,9–2,55 %, а швидкість молоковіддачі знижується на 0,06–0,15 л/хв.

На якість молока впливають також режимні характеристики доїльного апарата. В роботі [20] вказується, що кількість соматичних клітин при попарному режимі доїння менше на 28,2 % в порівнянні з синхронним режимом доїння. Дослідженнями [36] також доведено, що попарне доїння покращує масаж вимені і дійок, зменшує навантаження, і покращує транспортування молока. При використанні попарного пульсатора надій збільшується на 8,3 %, вміст жиру на 12,4 %, а вміст КСК зменшується на 0,07 %.

В роботах [21,22,23] наведені результати дослідження роботизованої доїльної установки. Відзначається, що на вміст ВЖК має механічний вплив у процесі доїння та транспортування молока. Особливо це стосується великого співвідношення молока та повітря у молочному шлангові та молокопроводі в межах від 8:1 до 10:1. Відсутність повітря зменшує вміст ВЖК до 30 %, в той же час, відсутність повітря збільшує коливання вакууму з 15 до 22 кПа. Вміст ВЖК в молочному танку за умови використання стійлової доїльної установки становить 0,75, а при доїнні роботизованою установкою – від 0,77 до

0,94. В свою чергу, повітря в колекторі потрібне для надійного транспортування молока до молокопроводу. За даними ISO 5707 в звичайному колекторі об'єм надходження повітря становить 4–12 л/хв, а в роботизованих установках на рівні 4–7 л/хв з розрахунку на кожний доїльний стакан, тобто до 28 л/хв на доїльний апарат. Це негативно впливає на стійкість ВЖК та їх цілісність.

Конструктивні параметри доїльних апаратів та режими їх роботи повинні мати мінімальний впливати на зміну якісних показників видоєного молока. Відомо, у сучасних доїльних апаратах джерелом погіршення якості молока є повітря, що надходить до молочної камери колектора через дросельний канал штока клапанного механізму. Це вимушене загальноприйняте конструкційне рішення оскільки надходження повітря в колектор, перш за все, потрібне для покращення транспортування молока в молокопровід за рахунок зростання градієнту тиску. Але при цьому відбувається коливання рівня вакуумметричного тиску в піддійкових просторах доїльних стаканів під час такту ссання. А неадаптована до режимів доїння кількість повітря, яке надходить до молочної камери, приводить до появи у молочному шлангові молоко-повітряної суміші, що погіршує не тільки якість молока, а й умови його транспортування до магістрального молокопроводу.

Викладений вище аналіз існуючих колекторів дає можливість встановити раціональну конструкційно-технологічні параметри колектора доїльного апарата, характерною конструкційною особливістю якого є наявність двох відокремлених перегородкою молокозбірних камер. Кожна з камер з'єднується з молокопроводом через окремий молокопровідний шланг і збирає молоко лише від двох доїльних стаканів. При цьому кожна молокозбірна камера сполучена каліброваними отворами з відповідними розподільними камерами колектора. За рахунок такого рішення покращиться режим транспортування молока, стабілізується тиск в молокозбірній камері під час такту ссання, та забезпечиться її ефективна «продувка» під час такту стиску.

#### **Висновки:**

На підставі проведеного огляду й аналізу конструкцій колекторів доїльних апаратів та їх впливу на одержання якісного молока можна зробити наступні висновки. Сучасні доїльні апарати не відповідають фізіологічним вимогам машинного доїння, негативно впливають на якість молока та здоров'я тварини. Значне погіршення якості молока (підвищення вмісту жирових конгломератів) під час доїння залежить від конструкції і режиму роботи доїльного апарата і в меншій мірі залежить від висоти та довжини молокопроводу. Для одержання молока високої якості необхідно максимально оптимізувати механічний вплив різниці тисків на мікроструктуру молока. Існуючі доїльні апарати не забезпечують відведення молока зі збереженням його якості, тому створення двокамерного колектора.

Покращити режим транспортування молокоповітряної суміші в молочному шлангові доїльного апарата та знизить негативний вплив на мікроструктуру молочного жиру можливо використанням двокамерного колектора в складі доїльного апарата з пульсатором попарної дії.

#### **Література:**

1. Ринок молока / інформаційно-аналітичний бюлетень № 248-04-17 [електронний ресурс]. – режим доступу : <http://www.infagro.com.ua>
2. Любин Н.А. Физиология лактации и физиологические основы машинного доения коров / Учебное пособие. Ульяновск. УГСХА. 2004. Ст 62.
3. Угнівенко, А. М. Вплив технологічних умов доїння корів на якісні показники молока / А. М. Угнівенко, Л. Штангрет // Науковий вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України. – 2011. – № 167. – С. 119–121.

4. Джміль О. Оптимізація зниження ЗБО молока / Фармер, вересень 2009 року
5. Хват В. І. Захист від маститу / The Ukrainian Farmer, вересень 2012 року
6. Зернаева Л. А. Изменение состава молока при доении коров на разных доильных установках. / Н. В. Савкин, З. А. Нетеча // Зоотехния. – 2003. – №12. – С. 20-25.
7. Robert E. Graves. Tie stall dairy Barns: what's new? // Dairy and animal science. – 07 November 2010.
8. S.Greger. Tie stall housing systems on dairy farms. // Animals' angels.- July 2010 – Frankfurt.
9. Проспекти фірми De-Laval. – Б.м., 2010. – 10с.
10. Проспекти фірми Boumatik . – Б.м., б.р. – 7с.
11. А.с. №1424776 СССР, Кл. А 01J 7/00. Коллектор доильного аппарата. Г.Д.Талапаев (СССР).№1660640; заяв.04.08.89; опубл.07.07.91, бюл.№25.
12. А.с. №655366 СССР, Кл. А 01J 7/00. Коллектор доильного аппарата. А.Е.Кузьмин и А. А. Стерхов. (СССР). №1639537; заявл. 01.03.89; опубл.07.04.91, бюл.№13.
13. А.с. №1507265 СССР, Кл А 01J 5/ 04. Коллектор доильного аппарата для четвертного доения.. Г.Е. Раицкий. (СССР).№1818023; заяв.03.06.89; опубл.05.08.91, бюл.№19.
14. Кирсанов В.В., Щукин С.И. Направление исследований в овершенствовании работы доильных аппаратов / Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2010. – № 1. – С. 32 – 36.
15. Текучев И.К. Перспективная техника для обеспечения долголетия высокопродуктивных коров / Механизация и электрификация сельского хозяйства. – М.: – 2011. – №4. – С. 17 – 20.
16. Кошечев, П.С. Молочная продуктивность коров в зависимости от режимов выдаивания / Известия оренбургского государственного аграрного университета № 12 – 1 (том 4) 2006.
17. Смоляр В. Рівень захворюваності корів на мастит за використання різних типів доїльних установок / В. Смоляр // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 1. – С. 17–20.
18. Федосенко Е.Г. Влияние доильного оборудования на качественный состав молока / Молочнохозяйственный вестник №4, 2011 ст 47 – 50.
19. Коновалова А. С. Сравнительный анализ использования современных доильных установок // Аграрный вестник Урала / № 4 (53) 2009 ст 65 – 67.
20. Соляник С.С. Вакуумный режим доильных установок / С.С. Соляник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2007. – № 5. – С.15.
21. Луценко М.М. Ефективність використання роботизованих систем доїння / Науково-виробничий журнал // Техніка і технологія АПК № 5 (44) травень 2013 р.
22. Upton J. Energy consumption of an automatic milking system / J. Upton, G.O'Brienand, S. Fitzgerald // MRR: Teagasc Animal Grassland Research and Innovation Centre, Moorepark, Co. Corc, Ireland. – 2011.
23. Холманов А. Доильные роботы: преимущества и проблемы / А. Холманов, О.Осадчая, А. Алексеенко // Животноводство России. – 2008. – № 5. – С. 73–75.

## Summary

**Achkevich O.M., Achkevich V.I.** Analysis of constructions of collectors of milking machines and their influence on the quality of milk obtained

*In this work the influence of constructions of collectors of milking machines on the quality of received milk is analyzed. The basic directions of improvement of milk withdrawal from the milking machine in the upper milk pipeline and reduction of the negative influence on the microstructure of milk fat are determined.*

**Keywords:** *milk pipeline, milking device, collector, milk quality, pulsation, collector design, transport mode.*

### References

1. Rinok moloka / informacijno-analitichnij byuleten № 248-04-17 [elektronnij resurs]. – rezhim dostupu : <http://www.infagro.com.ua>
2. Lyubin N.A. Fiziologiya laktacii i fiziologicheskie osnovy mashinnogo doeniya korov / Uchebnoe posobie. Ulyanovsk. UGSHA. 2004. St 62.
3. Ugnivenko, A. M. Vpliv tehnologichnih umov doyinnya koriv na yakisni pokazniki moloka / A. M. Ugnivenko, L. Shtangret // Naukovij visn. Nac. un-tu bioresursiv i prirodozashchuvannya Ukraini. – 2011. – № 167. – С. 119–121.
4. Dzhmil O. Optimizaciya znizhennya ZBO moloka / Farmer, veresen 2009 roku
5. Hvat V. I. Zahist vid mastitu / The Ukrainian Farmer, veresen 2012 roku
6. Zernaeva L. A. Izmenenie sostava moloka pri doenii korov na raznyh doilnyh ustanovkah. /, N. V. Savkin, Z. A. Netecha // Zootehniya. – 2003. – №12. – S. 20-25.
7. Robert E. Graves. Tie stall dairy Barns: what's new? // Dairy and animal science. – 07 November 2010.
8. S.Greger. Tie stall housing systems on dairy farms. // Animals' angels.- July 2010 – Frankfurt.
9. Prospekti firmi De-Laval. – B.m., 2010. – 10s.
10. Prospekti firmi Boumatik . – B.m., b.r. – 7s.
11. A.s. №1424776 SSSR, Kl. A 01J 7/00. Kollektor doilnogo apparata. G.D.Talapaev (SSSR).№1660640; zayav.04.08.89; opubl.07.07.91, byul.№25.
12. A.s. №655366 SSSR, Kl. A 01J 7/00. Kollektor doilnogo apparata. A.E.Kuzmin i A. A. Sterhov. (SSSR). №1639537; zayavl. 01.03.89; opubl.07.04.91, byul.№13.
13. A.s. №1507265 SSSR, Kl A 01J 5/ 04. Kollektor doilnogo apparata dlya chetvertnogo doeniya.. G.E. Raickij. (SSSR).№1818023; zayav.03.06.89; opubl.05.08.91, byul.№19.
14. Kirsanov V.V., Shukin S.I. Napravlenie issledovanij v overshenstvovanii raboty doilnyh apparatov / Selskohozyajstvennye mashiny i tehnologii. – 2010. – № 1. – S. 32 – 36.
15. Tekuchev I.K. Perspektivnaya tehnika dlya obespecheniya dolgoletiya vysokoproduktivnyh korov / Mehanizaciya i elektrifikaciya selskogo hozyajstva. – M.: – 2011. –№4. – S. 17 – 20.
16. Kosheev, P.S. Molochnaya produktivnost korov v zavisimosti ot rezhimov vidaivaniya / Izvestiya orenburzhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta № 12 – 1 (tom 4) 2006.
17. Smolyar V. Riven zahvoryuvanosti koriv na mastit za vikoristannya riznih tipiv doylnih ustanovok / V. Smolyar // Tehnika i tehnologiyi APK. – 2014. – № 1. – S. 17–20.
18. Fedosenko E.G. Vliyanie doilnogo oborudovaniya na kachestvennij sostav moloka / Molochnohozyajstvennij vestnik №4, 2011 st 47 – 50.
19. Konovalova A. S. Sravnitelnyj analiz ispolzovaniya sovremennyh doilnyh ustanovok // Agrarnyj vestnik Urala / № 4 (53) 2009 st 65 – 67.
20. Solyanik S.S. Vakuumnij rezhim doilnyh ustanovok / S.S. Solyanik // Mehanizaciya i elektrifikaciya selskogo hozyajstva. – 2007. – № 5. – S.15.
21. Lucenko M.M. Efektivnist vikoristannya robotizovanih sistem doyinnya / Naukovo-virobnichij zhurnal // Tehnika i tehnologiya APK № 5 (44) traven 2013 r.
22. Upton J. Energy consumption of an automatic milking system / J. Upton, G.O'Brienand, S. Fitzgerald // MRR: Teagasc Animal Grassland Research and Innovation Centre, Moorepark, Co. Corc, Ireland. – 2011.
23. Holmanov A. Doilnye roboty: preimushhestva i problemy / A. Holmanov, O.Osadchaya, A. Alekseenko // Zhivotnovodstvo Rossii. – 2008. – № 5. – S. 73–75.



Скобло Т.С.,  
Автухов А.К.,  
Сидашенко А.И.,  
Белкин Е.Л.,  
Цыганкова И.В.,  
Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П.Василенка,  
г. Харьков, Украина

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА УСЛОВИЙ  
КРИСТАЛЛИЗАЦИИ ОТЛИВОК  
ЛИСТОПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ

УДК 621.746.55.:621.771.07

*Выполнен анализ скорости кристаллизации в различных зонах отливки двухслойных хромоникелевых валков, полученных центробежным способом. Расчетами показано, что повышение скорости кристаллизации металла рабочего слоя способствует формированию значительных остаточных напряжений в двухслойных валках из хромоникелевых чугунов.*

**Ключевые слова:** прокатные валки, скорость кристаллизации, рабочий слой, остаточные напряжения.

**Актуальность проблемы.** В клетях непрерывных и полунепрерывных широкополосных, средне и толстолистовых, а также – дрессировочных широкого применения находят двухслойные валки исполнений ЛПХНд и ЛПХНМд [1]. Повышение производительности прокатных станов при одновременном повышении требований к качеству проката (точность геометрических размеров, отделка продукции) выдвигает все более высокие требования к качеству прокатных валков и увеличению срока их службы [2].

В последние годы при производстве таких валков широкое применение нашел метод центробежного литья.

Применение такого метода позволяет экономить легированный металл рабочего слоя, а также использовать для него менее технологичные легированные сплавы.

Важным в повышении эксплуатационной стойкости двухслойных хромоникелевых валков, изготовленных методом центробежного литья является обеспечение получения рабочего валков с максимальной твердостью, дисперсностью фаз и минимальным уровнем остаточных напряжений, который характеризуется величиной коэрцитивной силы [3].

**Цель работы.** Цель работы – анализ влияния условий кристаллизации отливок на развитие напряжений в различных зонах отливки двухслойных хромоникелевых валков.

**Результаты исследований.** При выполнении работы оценивали скорость кристаллизации и распределение остаточных напряжений возникающих при литье центробежным методом двухслойных валков диаметром 675мм для стана 1700.

Из графических изображений расчетных факторов, характеризующих скорость охлаждения различных зон отливок валков (рис. 1) и результатов исследований (табл.1), представленных в работе [4] видно, что большинство из них, зависит от температуры нагрева металлической формы, температуры окружающей среды и толщины металлической формы.

Анализ пятнадцати функций, представленных в таблице, не дает четкого представления о том, какие из них оказывают наибольшее влияние на условия кристаллизации отливок и формирование в них напряжений.

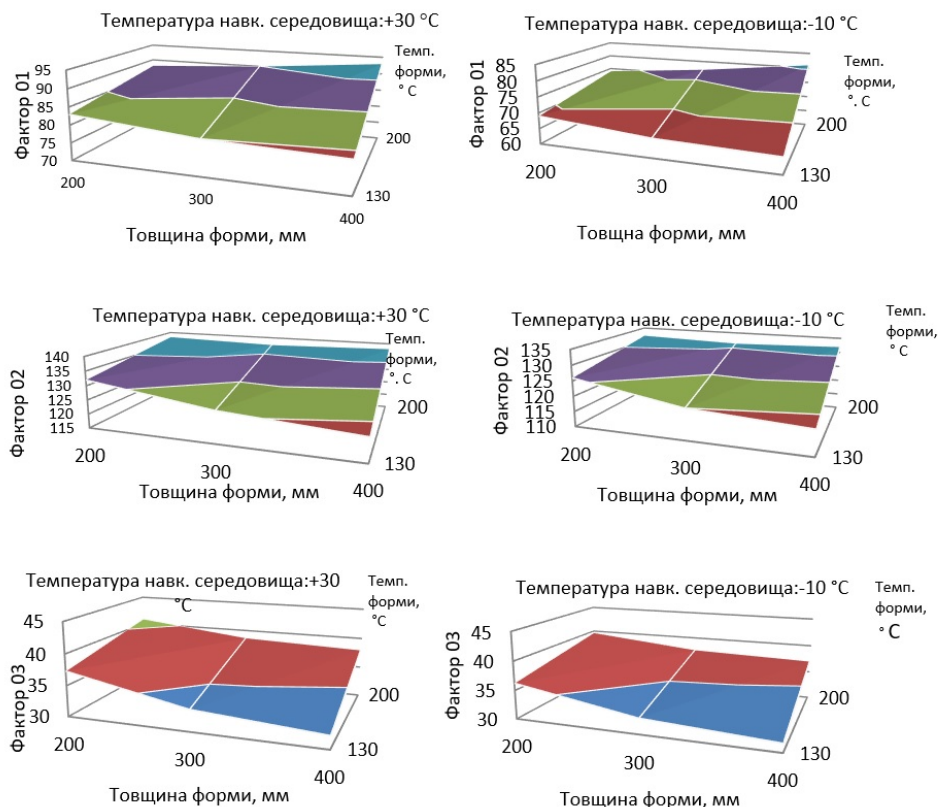


Рис. 1 – Расчетные характеристики факторов, характеризующих скорость охлаждения различных зон отливок валков: фактор 01 – температура внутренней части кокиля через 72 ч; фактор 02 – температура наружной части отливки через 72 ч; фактор 03 – время достижения 200 °C наружной частью отливки, ч

Таблица 1

Влияние технологических параметров на условия кристаллизации отливок

Значения технологических и расчетных параметров отливки*																	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
200	130	30	83	84	132	132	133	48	3.78	3.86	4.23	37.33	3.53	37.43	3.50	37.91	3.53
200	130	-10	69	70	126	126	127	56	3.78	3.86	4.23	36.26	3.28	36.33	3.28	36.81	3.28
200	200	30	88	89	138	138	139	50	4.28	4.36	4.73	40.83	3.65	40.93	3.65	41.41	3.65
200	200	-10	74	75	132	132	133	57	4.28	4.33	4.73	39.61	3.40	39.68	3.40	40.18	3.40
300	130	30	80	81	126	126	127	45	3.66	3.73	4.11	33.43	3.23	33.51	3.23	33.98	3.25
300	130	-10	66	67	120	120	121	53	3.66	3.73	4.11	32.68	3.05	32.78	3.03	33.26	3.05
300	200	30	90	91	137	137	138	46	4.11	4.16	4.53	38.61	3.70	38.68	3.70	39.16	3.73
300	200	-10	77	79	131	131	132	52	4.08	4.16	4.53	37.53	3.48	37.61	3.48	38.11	3.48
400	130	30	79	80	123	124	124	43	3.63	3.71	4.08	32.01	3.08	32.08	3.10	32.85	3.08
400	130	-10	65	67	118	118	119	50	3.63	3.71	4.08	31.46	2.93	31.53	2.93	32.03	2.93
400	200	30	93	96	138	138	139	43	4.06	4.13	4.51	37.96	3.78	38.03	3.80	38.51	3.80
400	200	-10	81	84	132	132	133	48	4.06	4.13	4.51	37.01	3.53	37.08	3.55	37.56	3.55

Примечание: 1 – толщина формы, мм; 2 – температура нагрева формы, °C; 3 – температура окружающей среды, °C; 4 – температура наружной части формы через 72 ч., °C; 5 – температура внутренней части кокиля через 72 ч., °C; 6 – температура наружной части отливки через 72 ч., °C; 7 – температура на глубине 30 мм от наружной частью отливки через 72 ч., °C; 8 – температура центра отливки через 72 ч., °C; 9 – разность температур между наружной частью отливки и внутренней частью формы через 72 ч., °C; 10 – время достижения 520°C наружной частью отливки,ч;11 – время достижения 520 °C наружной части отливки минус 30 мм, ч; 12 – время достижения 520 °C в центре отливки,ч; 13 – время достижения 200 °C наружной частью отливки,ч; 14 – разность времени достижения 200 и 190 °C в наружной части отливки,ч;15 – время достижения 200°C от наружной части отливки на глубине 30 мм, ч; 16 – разность времени достижения 200 и 190 °C от наружной части отливки на глубине 30 мм ,ч; 17 – время достижения 200°C в центре отливки, ч;18 – разность времени достижения 200 и 190 °C в центре отливки,ч.

Следует отметить, что скорость кристаллизации в каждой точке отливки определяет уровень остаточных напряжений и основную структуру металла. Она изменяется за счет распада остаточного аустенита, но ее карбидная составляющая, сформированная в начале процесса кристаллизации остается стабильной.

При выполнении работы изучали влияние температуры нагрева металлической формы, температуры окружающей среды и толщины металлической формы на скорость кристаллизации различных зон отливки заготовок валков. Результаты теоретических расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2

**Влияние технологических параметров производства валков  
на скорость кристаллизации различных зон отливки**

Параметры кристаллизации*								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
200	200	30	0,3	1,5	83,33	2,85	4,8	51,28
400	200	30	0,3	1,5	83,33	2,85	4,8	51,28
300	200	30	0,3	1,5	83,33	2,85	4,8	51,28
300	130	30	0,3	1,5	95,23	2,85	4,8	55,55
400	130	30	0,3	1,5	95,23	2,85	4,5	55,55
200	130	30	0,3	1,5	95,23	2,85	4,5	55,55
200	130	10	0,3	1,5	95,23	2,85	4,5	55,55
400	130	10	0,3	1,5	95,23	2,85	4,5	55,55
300	130	10	0,3	1,5	95,23	2,85	4,5	55,55
300	200	10	0,3	1,5	83,33	2,85	4,8	51,28
400	200	10	0,3	1,5	83,33	2,85	4,8	51,28
200	200	10	0,3	1,5	83,33	2,85	4,8	51,28

\*Примечание: 1 – толщина формы, мм; 2 – температура нагрева формы, °C; 3 – температура окружающей среды, °C; 4 – время прохождения температуры ликвидуса наружной точки отливки, мин; 5 – время прохождения температуры солидуса наружной точки отливки, мин; 6 – скорость кристаллизации наружной точки отливки, °C/мин; 7 – время прохождения температуры ликвидуса на глубине 30 мм от наружной точки отливки, °C/мин; 8 – время прохождения солидуса на глубине 30 мм от наружной точки отливки, °C/мин; 9 – скорость кристаллизации на глубине 30 мм от наружной точки отливки, °C/мин.

Анализ табл. 2 показывает, что на глубине 30 мм скорость кристаллизации намного меньше чем на поверхности, что сопровождается неравномерностью структуры по глубине рабочего слоя.

После полученных расчетных данных может казаться, что должен быть большой коэффициент корреляции между факторами, приведенными в первых трех столбцах, однако, он оказался неожиданно маленьким: не превышал 0.3. Хотя по регрессионным моделям было видно, что зависимость является существенной.

Результаты анализа средних значений скорости кристаллизации чугуна в рабочем слое и по сечению отливки валков представлены в табл.3. Они показывают, что средняя скорость кристаллизации всей отливки (столбец 4) на 39,94 – 41,63 °C /сек. меньше - чем рабочего слоя (столбец 5). Также видно, что при температуре нагрева формы до 130°C, средняя скорость кристаллизации на 5,6% больше, чем при её нагреве до 200°C.

Более подробную информацию о зависимости средней скорости кристаллизации различных зон отливки от толщины используемой металлической формы, температуры её нагрева и окружающей среды дает регрессионный анализ, результаты которого приведены в табл. 4.

Вторая строка этой таблицы показывает, что с коэффициентом корреляции 1 средняя скорость кристаллизации в рабочем слое определяется только температурой нагрева формы.

И эту зависимость можно выразить как:

$$V_{ns} = 4225.44 - 3.033 \times T_{nk}, \quad (1)$$

где  $T_{nk}$  – температура нагрева формы, °C.

Таблица 3

**Результаты расчетов средних значений скорости кристаллизации чугуна  
в рабочем слое и по сечению валков**

Толщина формы, м	Температура нагрева формы, °C	Температура окружающей среды, °C	Средняя скорость кристаллизации по всему сечению отливки, °C/мин.	Средняя скорость кристаллизации в рабочем слое отливки, °C/мин.
1	2	3	4	5
200	200	30	20,36	60,3
400	200	30	20,36	60,3
300	200	30	20,36	60,3
300	130	30	22,21	63,84
400	130	30	22,21	63,84
200	130	30	22,63	63,84
200	130	-10	22,63	63,84
400	130	-10	22,21	63,84
300	130	-10	22,21	63,84
300	200	-10	20,36	60,3
400	200	-10	20,36	60,3
200	200	-10	20,36	60,3

Таблица 4

**Регрессионная модель влияния толщины металлической формы, температуры ее нагрева и окружающей среды на скорость кристаллизации рабочего слоя валков**

Зона отливки	Параметры регрессионной модели							
	2	3	4	5	6	7	8	9
По всему сечению	1542.24	0.027	-1.67	0.121	1.10	71.7	1.12	0.99
Рабочий слой	4225.44	0.0	-3.03	0.0	0.0	0.0	0.0	1.00

Примечание: 2 – свободный член  $a_{0i}$ ; 3 – коэффициент  $a_{1i}$  при факторе 1 (толщина формы); 4 – коэффициент  $a_{2i}$  при факторе 2 (температура нагрева формы); 5 – коэффициент  $a_{3i}$  при факторе 3 (температура окружающей среды); 6 – значимость фактора 1 (толщина формы); 7 – значимость фактора 2 (температура нагрева формы); 8 – значимость фактора 3 (температура окружающей среды); 9 – коэффициент множественной корреляции

В рабочем слое оценена также зависимость среднего квадратичного отклонения от указанных параметров. Но и она имеет точно такой же вид, только со свободным членом равным, 1251.3 и коэффициентом при  $T_{nk}$  -3.06.

Знаки у коэффициентов регрессии в первой зависимости +; - ;+ (3-й, 4-й, 5-й столбцы). То есть, с увеличением толщины формы и температуры окружающей среды средняя скорость кристаллизации всей отливки соответственно возрастает и уменьшается при повышении температуры нагрева металлической формы.

Чем меньше коэффициент теплоотдачи от отливки к форме, тем слабее должна быть зависимость от температуры его нагрева. Это связано с тем, что тепловой поток, зависящий от разности температур между отливкой и формой, уменьшается, а скорость кристаллизации понижается, и дополнительно может уже играть роль, как толщина формы, так и температура окружающей среды (толщина все же должна быть более значимой).

На основании выполненных теоретических исследований по определению влияния технологических параметров литья на скорость кристаллизации по специально разработанной программе были рассчитаны графики (рис.2) распределения остаточных напряжений в зависимости от скорости кристаллизации различных зон отливки.

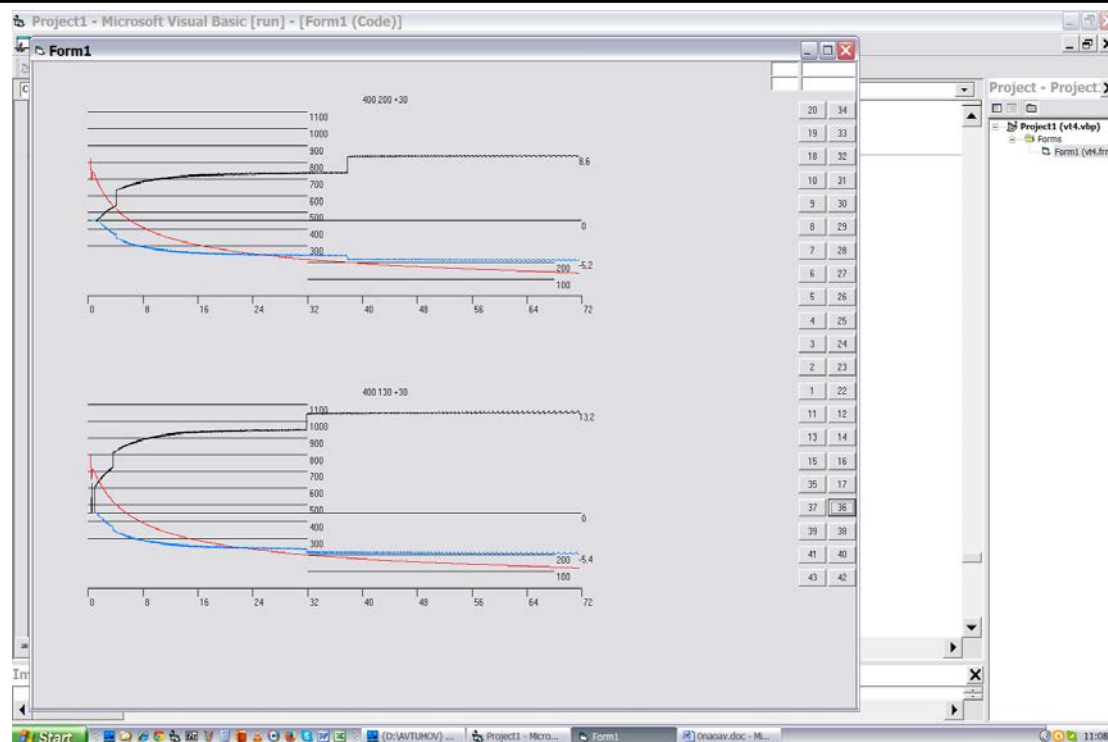


Рис. 2 – Распределение остаточных напряжений в крайних точках отливок валков, отлитых в металлические формы толщиной 400мм, нагретые до 130 и 200°C, при температуре окружающей среды +30°C:  
 черная линия описывает характер и величину остаточных напряжений в наибольшем радиусе отливки;  
 синяя линия – характер и величину остаточных напряжений в наименьшем радиусе отливки;  
 красная линия представляет температурную кривую, соответствующую наибольшему радиусу отливки

Представленные графики показывают, что скорость кристаллизации отливок оказывает существенное влияние на возникновение остаточных напряжений в прокатных валках. При скорости кристаллизации наружной части отливки равной 83,33°C/мин. напряжение на краю отливки  $\approx 86$  МПа/мм<sup>2</sup>, а при скорости кристаллизации – 95,23°C/мин. напряжение на поверхности отливки достигает  $\approx 132$  МПа/мм<sup>2</sup>.

Остаточные напряжения внутри отливок, как и скорость кристаллизации, практически одинаковые и находятся в пределах 52 – 54МПа со знаком минус.

**Выводы.** В результате выполненных исследований установлено, что скорость кристаллизации в каждой точке отливки при их производстве центробежнолитым методом оказывает существенное влияние на формирование остаточных напряжений в рабочем слое валка.

Зависимость скорости кристаллизации от трех наиболее важных параметров (температуры нагрева металлической формы перед заливкой металла рабочего слоя, температуры рабочего слоя и толщины формы) показала следующее: на глубине 30 мм она намного меньше, чем на поверхности, что сопровождается формированием неравномерной структуры по глубине, даже в центробежной отливке.

Выполненные расчеты показали, что средняя скорость кристаллизации всей отливки примерно на 39,94 – 41,63 °C /мин. меньше чем рабочего слоя.

Регрессионным анализом установлено, что средняя скорости кристаллизации в рабочем слое определяется только температурой нагрева формы (чем она больше, тем скорость меньше). В этом случае коэффициент корреляции составляет 1,0.

С увеличением температуры нагрева металлической формы средняя скорость кристаллизации всей отливки уменьшается. Толщина формы и температура окружающей среды незначительно влияют на скорость кристаллизации.

При скорости кристаллизации наружной части отливки равной 83,33°C/мин напряжение на краю отливки  $\approx 86$  МПа/мм<sup>2</sup>, а при скорости кристаллизации –95,23°C/сек

напряжение на поверхности отливки достигает  $\approx 132$  МПа/мм<sup>2</sup>.

Остаточные напряжения внутри отливок, как и скорость кристаллизации, практически одинаковые и находятся в пределах 52 – 54 МПа со знаком минус.

### Литература:

1. Н. А. Будаг'янц. Литые прокатные валки / Н.А.Будаг'янц, В.Є. Карский – М.: Машиностроение, 1983. 175 с.
2. Производство и применение прокатных валков: справочник / Т. С. Скобло, А. И. Сидашенко, Н. М. Александрова и др.: под ред. Т. С. Скобло. – Х.: ЦД № 1, 2013. – 572 с.
3. Скобло Т.С. Анализ эксплуатационной стойкости двухслойных чугуновых валков /Т.С. Скобло, А.К. Автухов, Р.Г.Соколов // Сталь. – 2015. – №2 – С. 34-37.
4. Скобло Т.С. Оценка влияния параметров отливки двухслойных листопрокатных валков на скорость кристаллизации и распределение остаточных напряжений / Т.С. Скобло, А.К. Автухов, А.И. Сидашенко, Е.Л. Белкин, Н.Н. Пильгуй // Сталь. – 2016. – №10 – С.34-38

### Summary

**Skoblo T. S., Avtukhov A. K., Sidashenko A.I., Belkin E.L., Tsygankova I.V.**  
Theoretical evaluation of the conditions of crystallization of castings of sheet-rolled shafts

*We analyzed the crystallization rate in different zones of casting of two-layer chromium-nickel rolls which were obtained centrifugal method. The results show that the increase of the crystallization rate of the metal working layer promotes to the formation of significant residual stresses in two-layer nickel-chromium iron-cast rolls.*

**Keywords:** rolling rolls, crystallization rate, working layer, residual stresses

### References

1. N. A. Budag'yants. Lityie prokatnyie valki / N. A. Budagyants, V.E. Karskiy – M.: Mashinostroenie, 1983. 175 s.
2. Proizvodstvo i primeneniye prokatnyih valkov: spravochnik / T. S. Skoblo, A. I. Sidashenko, N. M. Aleksandrova i dr.: pod red. T. S. Skoblo. – H.: TsD # 1, 2013. – 572 s.
3. Skoblo T. S. Analiz ekspluatatsionnoy stoykosti dvuhsloynnyih chugunnyih valkov / T.S. Skoblo, A.K. Avtuhov, R.G. Sokolov // Stal. – 2015. – #2 – S. 34-37.
4. Skoblo T. S. Otsenka vliyaniya parametrov otlivki dvuhsloynnyih listoprokatnyih valkov na skorost kristallizatsii i raspredeleniye ostatochnyih napryazheniy / T.S. Skoblo, A.K. Avtuhov, A.I. Sidashenko, E.L. Belkin, N.N. Pilguy // Stal. – 2016. – #10 – S.34-38

Ніконов О.Я.,  
Шуляков В.М.,  
Фастовець В.І.  
Харківський національний  
автомобільно-дорожній  
університет,  
м. Харків, Україна  
E-mail: jason07@ukr.net

РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ  
ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ СИСТЕМИ  
АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

УДК 629.33:681.51

*Розроблено математичну модель інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля. Досліджено гіроскопічні датчики кута і швидкості, електрогідровлічний привід системи стабілізації кузова та кузов автомобіля як об'єкт регулювання системи стабілізації.*

**Ключові слова:** автомобіль, інформаційно-керуюча система, нейро-фаззі система, кузов, стабілізація, датчик.

**Вступ.** Рішення задачі покращення експлуатаційних характеристик автомобільних підвісок зазвичай шукалось на шляху демпфування коливань. Але, якщо нещодавно підвищення ефективності демпфування в підвісці зв'язувалося з удосконалюванням її конструкції в цілому й окремих елементів зокрема, у теперішній час перспективним напрямком стало створення нейро-фаззі систем адаптивного керування підвіскою. Вдосконалення систем адаптивного керування підвіскою автомобіля дозволить підвищити плавності ходу та експлуатаційні показники автомобіля, такі як стійкість, надійність, довговічність, прохідність.

Аналіз науково-технічної і патентної літератури з питань створення адаптивних та інформаційно-керуючих систем (ІКС) підвіски автомобіля дозволяє зробити висновок про те, що сучасні цифрові адаптивні та інформаційно-керуючі системи з високими технічними характеристиками можуть бути побудовані з використанням розвиненої математичної моделі об'єкту керування з урахуванням його нелінійних характеристик, інтелектуальних систем керування, новітніх інформаційних технологій, а також стохастичних характеристик зовнішніх збурень, що діють на об'єкт [1-5].

**Постановка проблеми.** Мета досліджень полягає у вирішенні проблеми розроблення і синтезу контурів керування інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі штучних нейронних мереж (ШНМ), методів еволюційного моделювання та нечіткої логіки, інтелектуального керування. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити структурні схеми і математичні моделі ІКС.

**Розроблення математичної моделі інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля.** Шляхи вирішення поставленої задачі ведуть до розроблення методів і алгоритмів синтезу ІКС з використанням розвиненої математичної моделі об'єкту керування.

Функціональна схема системи стабілізації кузова автомобіля наведена на рис. 1.

Для підвищення якості процесів стабілізації в стабілізатор вводиться гнучкий зворотний зв'язок по кутовій швидкості переміщення об'єкту стабілізації. Цей зворотний зв'язок реалізується за допомогою гіроскопічного датчика кутової швидкості ГДКШ. Датчик кута і датчика кутової швидкості перетворюють сигнали з входів ГДК і ГДКШ через підсилювачі кута ПК і швидкості ПШ в напруги  $U_{\phi}(t)$  і  $U_{\omega}(t)$  відповідно. Ці напруги перетворюються в напругу непогодження  $\Delta U(t) = U_{\phi}(t) - U_{\omega}(t)$ . Напруга  $\Delta U(t)$  через підсилювач П подається до входу виконавчого органу ВО, який складається з електрогі-

дроприводу ЕГП та гідравлічного циліндра ГЦ. Виконавчий орган створює стабілізуючий момент  $M_{ГП}(t)$ , який компенсує збурюючий момент  $M_{ЗБ}(t)$  з метою утримання вісі кузова автомобіля в базовому положенні.

Складемо рівняння динаміки, передавальні функції і структурні схеми елементів, що входять до функціональної схеми системи стабілізації кузова автомобіля.

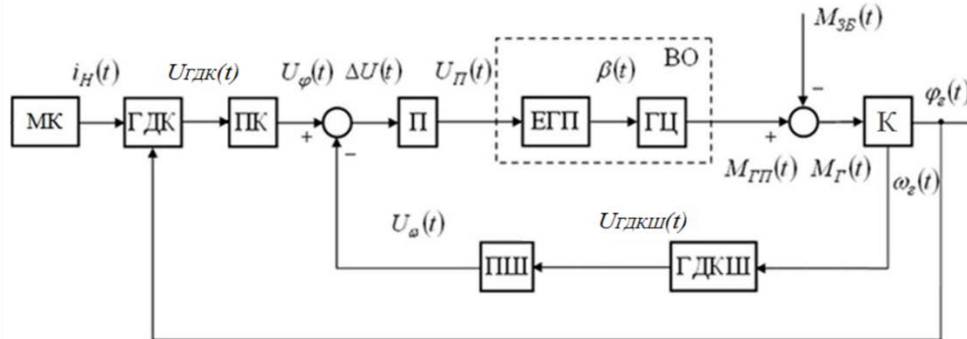


Рис. 1 – Функціональна схема системи стабілізації кузова автомобіля

**Гіроскопічні датчики кута і швидкості.** Для вимірювання кутової величини відхилення кузова автомобіля і кутової швидкості його відхилення у стабілізаторі застосовуються гіроскопічні прилади – гіроскопічний датчик кута і гіроскопічний датчик швидкості [6, 7]. Гіроскоп із трьома ступенями свободи застосований у датчику кута, гіроскоп із двома ступенями свободи – у датчику швидкості.

Передавальна функція трьохступеневого гіроскопа має вигляд

$$W_{ГДК}(s) = \frac{k_{ГДК}}{T_{\phi 1}^2 s^2 + T_{\phi 2} s + 1},$$

де  $k_{ГДК}$  – коефіцієнт передачі гіроскопічного датчика кута (ГДК);  $T_{\phi 1}$  і  $T_{\phi 2}$  – постійні часу ГДК.

Малогабаритні гіроскопічні датчики кута мають малі постійні часу  $T_{\phi 1}$  і  $T_{\phi 2}$  у порівнянні з іншими постійними часу системи. У цьому випадку час перехідних процесів малий і з достатньої для інженерної практики точністю можна вважати трьохступеневий гіроскоп безінерційним. Тоді передавальна функція трьохступеневого гіроскопа приймає вигляд

$$W_{ГДК}(s) = k_{ГДК}. \quad (1)$$

Передавальна функція двохступеневого гіроскопа має вигляд

$$W_{ГДКШ}(s) = \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1},$$

де  $k_{ГДКШ}$  – коефіцієнт передачі гіроскопічного датчика кутової швидкості (ГДКШ);  $T_{\omega 1}$  і  $T_{\omega 2}$  – постійні часу ГДКШ.

Таким чином, за своїми властивостями двохступеневий гіроскоп є інерційною ланкою другого порядку.

При структурному аналізі систем стабілізації як вхідний сигнал датчика швидкості приймається не кутова швидкість  $\omega$  об'єкта, а відповідне їй переміщення  $\phi = \omega/s$ . Тоді передавальна функція ГДКШ приймає вигляд

$$W_{ГДКШ}(s) = \frac{k_{ГДКШ}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} s. \quad (2)$$



**Електрогідравлічний привід системи стабілізації кузова.** У системі стабілізації кузова широко застосовують електрогідравлічні приводи дросельного регулювання.

Привод складається з виконавчого гідравлічного циліндра ГЦ, гідравлічного регулятора ГР і електромагніту управління гідроприводу ЕМУГП. Потік робочої рідини створюється шестеренчастим або аксіально-поршневим насосом Н постійної продуктивності. Гідравлічний привід, виконаний за диференціальною схемою, управляється електромагнітом поворотного типу. Момент, що розвиває електромагніт управління, пропорційний різниці струмів у його обмотках. Коромисло КР голчасто-клапанного гідравлічного регулятора, що є якорем електромагніту управління, переміщає голки клапанів. При цьому потік робочої рідини перерозподіляється між гідравлічним циліндром і порожниною зливу. Гідравлічний циліндр своїм корпусом пов'язаний з механізмом підвіски, а штоком – з коливальною частиною кузова. Точка кріплення гідравлічного циліндра до коливальної частини кузова знаходиться на відстані  $L_0$  від вісі. Кут відхилення кузова відносно вертикалі –  $\alpha_{\text{ц}}$ .

Для аналізу статичних і динамічних властивостей електрогідравлічного привода дросельного регулювання розглянемо рівняння руху його елементів.

Вхідним сигналом електромагніту управління з коромислом гідравлічного підсилювача є напруга  $U_y(t)$ , що подається до обмотки електромагніту. Під дією цієї напруги по обмотках електромагніту протікає струм  $\Delta i(t) = \Delta i_y(t) - \Delta i_p(t)$ , який забезпечує появу моменту електромагніту, що прикладається до коромисла. Останнє, повертаючись на кут  $\beta(t)$ , діє на голки гідравлічного підсилювача, забезпечуючи тим самим зміну прохідних перерізів дроселів.

Струм, що протікає по обмотці електромагніту, пов'язаний із прикладеною напругою  $U_y(t)$  диференціальним рівнянням

$$L_y \frac{d\Delta i_y(t)}{dt} + r_y \Delta i_y(t) = U_y(t), \quad (3)$$

де  $L_y$  – індуктивність обмотки управління електромагніта;  $r_y$  – активний опір обмотки.

Виходячи з рівняння (3), отримаємо передавальну функцію обмотки управління ОУ

$$W_{OY}(s) = \frac{k_y}{T_y s + 1}, \quad (4)$$

де  $k_y = \frac{1}{r_y}$  – коефіцієнт передачі обмотки управління;  $T_y = \frac{L_y}{r_y}$  – постійна часу обмотки управління.

Збурений рух коромисла описується рівнянням

$$I_K \frac{d^2 \beta(t)}{dt^2} + f \frac{d\beta(t)}{dt} + c\beta(t) = \Delta i(t), \quad (5)$$

де  $I_K$  – момент інерції коромисла з голками;  $f$  – коефіцієнт в'язкого тертя;  $c$  – коефіцієнт жорсткості пружини Пр.

З рівняння (5) отримаємо передавальну функцію електромагніта ЕМ

$$W_{EM}(s) = \frac{k_{em}}{T_{em1}^2 s^2 + T_{em2} s + 1}, \quad (6)$$

де  $k_{em} = \frac{1}{c}$  – коефіцієнт передачі електромагніта;  $T_{em1}^2 = \frac{I_K}{c}$  і  $T_{em2} = \frac{f}{c}$  – постійні часу електромагніта.

При кутовому переміщенні коромисла  $\beta(t)$  виникає лінійне переміщення голок на величину

$$\Delta x(t) = l_{kp} \sin \beta(t) \cong l_{kp} \beta(t), \quad (7)$$

де  $l_{kp}$  – плече коромисла гідравлічного регулятора. Наближене значення справедливо, оскільки кути повороту коромисла звичайно малі.

Рівняння витрат визначається потоком рідини, що нагнітається насосом, і положенням голок клапанів гідравлічного регулятора. Витрата рідини в одну з робочих порожнин гідравлічного циліндра пропорційна лінійному переміщенню  $\Delta x(t)$  голок клапанів гідравлічного регулятора і дорівнює

$$Q(t) = k_Q \Delta x(t), \quad (8)$$

де  $k_Q$  – коефіцієнт передачі витрати рідини гідравлічного циліндра.

Витрата  $Q(t)$  для гідравлічного циліндра є керуючою дією. Якщо витрата рідини в одну із робочих порожнин гідравлічного циліндра дорівнює  $Q(t)$ , то витрата рідини  $Q_{II}(t)$ , що витісняється з-під поршня другої робочої порожнини, пропорційна площі поршня і його лінійній швидкості.

Шток поршня переміщується відносно корпусу гідравлічного циліндра і викликає переміщення кузова. Отже, витрата рідини з-під поршня дорівнює

$$Q_{II}(t) = S_{II} v_{II}(t) = S_{II} l_0 \omega_z(t) = k_E \omega_z(t), \quad (9)$$

де  $v_{II}(t)$  – лінійна швидкість поршня;  $\omega_z(t)$  – кутова швидкість кузова;  $k_E = S_{II} l_0$  – коефіцієнт передачі кутової швидкості  $\omega_z(t)$  в витрати рідини  $Q_{II}(t)$ ;  $S_{II}$  – площа поршня;  $l_0 = L_0 \sin \alpha_{II}(t)$ .

Різниця витрат  $\Delta Q(t) = Q(t) - Q_{II}(t)$  дорівнює витокам робочої рідини і визначається провідністю  $G$  гідравлічної системи та різницею тисків  $\Delta P(t)$

$$\Delta Q(t) = Q(t) - Q_{II}(t) = G \Delta P(t). \quad (10)$$

Зворотній зв'язок тиску рідини на голки гідравлічного регулятора має вигляд

$$\Delta i_p(t) = k_p \Delta P(t). \quad (11)$$

Гідравлічний циліндр є виконавчим двигуном системи. Обертаючий момент гідравлічного привода  $M_{III}$ , що розвиває гідравлічний циліндр на вісі кузова, пропорційний різниці тисків  $\Delta P(t) = P_1(t) - P_2(t)$  у його робочих порожнинах, площі  $S_{II}$  поршня і плеча  $l_0$

$$M_{III}(t) = \Delta P(t) S_{II} L_0 \sin \alpha_{II}(t) \cong S_{II} l_0 \Delta P(t) = k_m \Delta P(t), \quad (12)$$

де  $k_m = S_{II} l_0$  – коефіцієнт передачі різниці тисків  $\Delta P$  у момент гідравлічного привода  $M_{III}$ .

Тому що кути переміщення кузова відносно вертикалі невеликі, то приблизно вважають  $\alpha_{\text{ц}}(t) = \text{const}$  и  $l_0 = L_0 \sin \alpha_{\text{ц}}(t) = \text{const}$ .

На рис. 2 представлена структурна схема електрогідроприводу системи стабілізації кузова автомобіля.

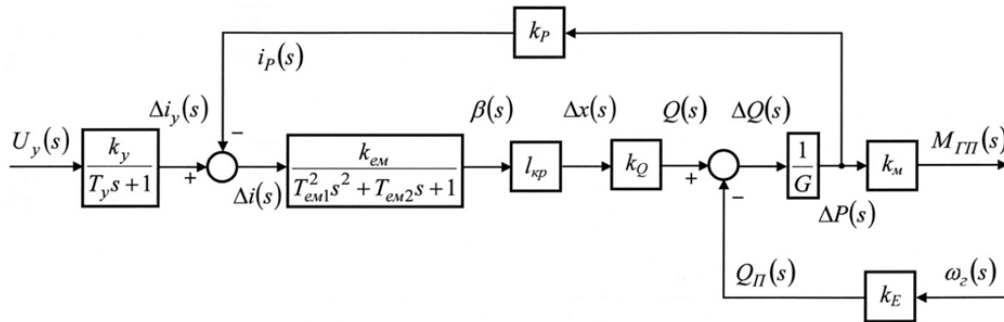


Рис. 2 – Структурна схема електрогідроприводу системи стабілізації кузова автомобіля

**Кузов автомобіля як об'єкт регулювання системи стабілізації.** Рівняння руху стабілізованого кузова записується у вигляді

$$J_{\Sigma} \frac{d\omega_z(t)}{dt} + f_{\Sigma} \omega_z(t) = M_{\Gamma}(t), \quad (13)$$

де  $J_{\Sigma}$  – сумарний момент інерції кузова і зв'язаних з ним пристроїв відносно вісі кузова;  $\omega_z(t)$  – кутова швидкість кузова;  $f_{\Sigma}$  – сумарний коефіцієнт в'язкого тертя;  $M_{\Gamma}(t) = M_{\text{ГП}}(t) - M_{\text{ЗБ}}(t)$  – результуючий момент, що діє на кузов;  $M_{\text{ГП}}(t)$  – стабілізуючий момент гідравлічного приводу;  $M_{\text{ЗБ}}(t)$  – сумарний збурюючий момент.

Кут переміщення кузова в просторі визначається як інтеграл від швидкості

$$\phi_z(t) = \int \omega_z(t) dt. \quad (14)$$

Рівняння (13) і (14) в операторній формі дають систему рівнянь руху стабілізованого кузова у вигляді

$$(J_{\Sigma}s + f_{\Sigma}) \omega_z(s) = M_{\Gamma}(s); \quad \phi_z(s) = \frac{\omega_z(s)}{s}. \quad (15)$$

Кожне з рівнянь (15) може бути представлене відповідною передавальною функцією. На підставі першого рівняння одержимо

$$W_1(s) = \frac{\omega_z(s)}{M_{\Gamma}(s)} = \frac{k_z}{T_z s + 1}, \quad (16)$$

де  $k_z = \frac{1}{f_{\Sigma}}$  – коефіцієнт передачі кузова;  $T_z = \frac{J_{\Sigma}}{f_{\Sigma}}$  – постійна часу кузова.

На підставі другого рівняння маємо

$$W_2(s) = \frac{\phi_z(s)}{\omega_z(s)} = \frac{1}{s}. \quad (17)$$

З урахуванням того, що передавальні функції  $W_1(s)$  і  $W_2(s)$  відображають послідовність визначення регульованих величин, знайдемо повну передавальну функцію кузова  $W_{\Gamma}(s)$ , як об'єкта регулювання

$$W_r(s) = W_1(s) \cdot W_2(s) = \frac{\phi_z(s)}{M_r(s)} = \frac{k_z}{(T_z s + 1)s}. \quad (18)$$

На рис. 3 представлена структурна схема кузова.

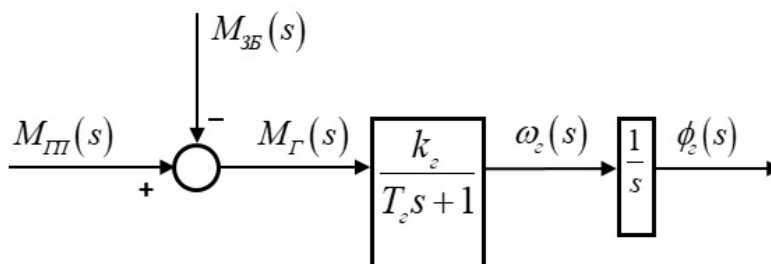


Рис. 3 – Структурна схема кузова

**Висновки.** Розроблено математичну модель інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля. Проведено дослідження гіроскопічних датчиків кута і швидкості, електрогідравлічного приводу системи стабілізації кузова та кузова автомобіля як об'єкта регулювання системи стабілізації.

Результати дослідження вирішують проблеми розроблення і синтезу контурів керування інформаційно-керуючої системи адаптивної підвіски автомобіля на основі ШНМ, методів еволюційного моделювання та нечіткої логіки, інтелектуального керування.

У свою чергу поєднання новітніх технологій для синтезу ІКС дозволить задовольнити високі вимоги до цих систем, забезпечивши тим самим необхідний сучасний рівень ІКС і технічних характеристик адаптивної підвіски в цілому.

#### Література:

1. Кашканов А.А. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту: навчальний посібник / А.А. Кашканов, В.П. Кужель, О.Г. Грисюк. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 230 с.
2. Голобородько О.О. Мехатронні системи автомобільного транспорту: Навч. посібник. / О.О. Голобородько, В.В. Редчиць, О.М. Коробочка. – Харків: ТОВ «Компанія СМІТ», 2006. – 300 с.
3. Шуляков В.Н. Использование нейро-нечеткого моделирования при разработке информационно-управляющей системы адаптивной подвески автомобиля / В.Н. Шуляков // Теоретичні і прикладні аспекти комп'ютерних наук та інформаційних технологій. – Северодонецьк: TACSIT, 2015. – С. 95-98.
4. Никонов О.Я. Роботизированные автомобили: современные технологии и перспективы развития / О.Я. Никонов, Т.О. Полосухина // Автомобиль и Электроника. Современные технологии. – Харьков: ХНАДУ, 2013. – № 5. – С. 38-42.
5. Алексієв В.О. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / В.О. Алексієв, О.П. Алексієв, О.Я. Ніконов. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 212 с.
6. Никонов О.Я. Идентификация и контроль датчиков угловой скорости в системе управления движением транспортного средства / О.Я. Никонов, Н.В. Назарова // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 46. – С. 97-102.
7. Никонов О.Я. Решение задачи обработки и контроля информации датчиков угловой скорости в системе управления движением транспортного средства / О.Я. Никонов, Н.В. Назарова // Радиоэлектроника и информатика. – 2008. – № 2. – С. 29-31.

## Summary

**Nikonov O.Ya., Shulyakov V.M., Fastovec V.I.** Development of mathematical models of the information-controlling system of the adaptive suspension of a car

*The aim of the article is to resolve the problem of developing and synthesizing the control contours of the information control system of the adaptive suspension of a car based on artificial neural networks, methods of evolutionary modeling, fuzzy logic and intellectual control.*

*The creation of a mathematical model of the information-control system of adaptive suspension of a car is considered. Gyroscopic angle and speed sensors, electrohydraulic drive of the body stabilization system and car body as an object of regulation of the stabilizing system were considered.*

**Keywords:** car, information-control system, neurophase system, body, stabilization, sensor.

## References

1. Kashkanov A.A. Informatsiyni komp'yuterni systemy avtomobil'noho transportu: navchal'nyy posibnyk / A. A. Kashkanov, V. P. Kuzhel', O. H. Hrysyuk. – Vinnytsya: VNTU, 2010. – 230 s.
2. Holoborod'ko O. O. Mekhatronni systemy avtomobil'noho transportu: Navch. posibnyk. / O. O. Holoborod'ko, V. V. Redchyts', O. M. Korobochka. – Kharkiv: TOV «Kompaniya SMIT», 2006 — 300 s.
3. Shulyakov V. N. Yspol'zovanye neyro-nechetkoho modelyrovanyya pry razrabotke ynformatsyonno-upravlyayushchey systemy adaptivnoy podvesky avtomobylya / V. N. Shulyakov // Teoretychni i prykladni aspekty komp'yuternykh nauk ta informatsiynykh tekhnolohiy. – Severodonets'k:TACSIT, 2015. – S. 95-98.
4. Nikonov O.Ya. Robotizirovannyye avtomobili: sovremennyye tehnologii i perspektivyyi razvitiya / O.Ya. Nikonov, T.O. Polosuhina // Avtomobil i Elektronika. Sovremennyye tehnologii. – Harkov: HNADU, 2013. – № 5. – S. 38-42.
5. Alekseyev V.O. Mekhatronika, telematyka, synerhetyka u transportnykh dodatkakh / V.O. Alekseyev, O.P. Alekseyev, O.Ya. Nikonov. – Kharkiv: KhNADU, 2012. – 212 s.
6. Nykonov O. Ya. Ydentyfikatsyya y kontrol' datchykov uhlovoy skorosty v systeme upravlenyya dvizhenyem transportnoho sredstva / O. Ya. Nykonov, N. V. Nazarova // Vestnyk NTU «KhPY». Sbornyk nauchnykh trudov. Tematychesky vypusk: Transportnoe mashynostroenye. – Khar'kov: NTU «KhPY», 2008. – № 46. – S. 97-102.
7. Nykonov O. Ya. Reshenye zadachy obrabotky y kontrolya ynformatsyy datchykov uhlovoy skorosty v systeme upravlenyya dvizhenyem transportnoho sredstva / O. Ya. Nykonov, N. V. Nazarova // Radyoelektronyka y ynformatyka. – 2008. – № 2. – S. 29-31.

Адамчук В. В.<sup>1</sup>,  
Дмитрів І. В.<sup>2</sup>,  
Дмитрів В. Т.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Національний науковий центр  
«Інститут механізації та електрифікації  
сільського господарства»,  
с.м.т. Глеваха, Київська обл., Україна  
<sup>2</sup> Львівський національний  
аграрний університет,  
м. Дубляни, Львівська обл., Україна ;  
E-mail: Dmytriv\_igor@ukr.net

## МОДЕЛЬ БІСТАБІЛЬНОЇ СТРИБКОПОДІБНОЇ МЕМБРАНИ, ЯК ЕЛЕМЕНТ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

УДК 681.5

*В статті розглянуто математичну модель залежності зусилля деформації мембрани від конструкційних параметрів та характеристики матеріалу. Мембрана виконана у вигляді зацмленої по кінцях стрічки відповідної ширини і товщини з пружного матеріалу і заданого вільного прогину. Приведена схема мембрани в трьох основних положеннях в залежності від величини прогину. Наведено дія сил і згинальних моментів. Складено рівняння рівноваги мембрани відповідно до сил навантаження і виведено аналітична залежність зусилля прогину мембрани від її конструкційних параметрів і характеристик матеріалу. Запропонована залежність для визначення повздовжньої реакції мембрани. Наведено приклад моделювання зусилля  $F_p$ , яке створює мембрана залежно від її прогину  $f$  та конструкційних параметрів, товщини, ширини і віддалі між краями закріплення стрічки мембрани. Максимальний прогин мембрани задається при закріпленні мембрани і відсутності зусилля опору. Матеріал мембрани – бронза марганцева, стрічка катана. Промодельовано зусилля яке створює мембрана залежно від прогину  $f$  проводили за наступних параметрів: матеріал мембрани – бронза марганцева, катана; товщина мембрани  $h=0,1$  мм; ширина мембрани  $b=1,2$  мм; відстань між краями закріплення мембрани  $2L = 32$  мм; максимальний прогин мембрани  $f_0 = 4$  мм. Наведено залежність зусилля яке створюється мембраною при її прогині від віддалі між краями її закріплення і площі поперечного перерізу. Для моделювання було використано стрічку бронзову марганцеву катану товщинною  $h = 0,4$  мм і шириною  $b = 0,4-2$  мм. Віддаль між краями закріплення мембрани приймали від 20 до 38 мм, а максимальний прогин мембрани становив  $f_0 = 2$  мм. Мембрана має два стабільних діаметрально протилежних стани і один нестабільний стан при якому зусилля мембрани, за її прогину наближеному до нейтрального, рівне нулю і перехід з одного положення в діаметрально протилежне положення відбувається при переході через нестабільне положення стрибкоподібно. Збільшення вільного прогину мембрани веде до зростання зусилля опору мембрани. Характер зростання є лінійним. Максимальне зусилля мембрани відповідає половині вільного її прогину.*

**Ключові слова:** мембрана, згинальний момент, деформація, моделювання, сила, момент інерції, модуль пружності

**Вступ, постановка проблеми.** Розроблення нескладних в обслуговуванні й функціонування технічних засобів контролю і регулювання динамічних характеристик роботи доїльного обладнання вимагає нового підходу до komponування виконавчих елементів та їх конструкції. Такі елементи повинні відповідати умовам: нескладність у виготовленні; довговічність функціонування; доступність технологічних регулювань.

В доїльному обладнанні важливими характеристиками є частота пульсації доїльного апарата, характер перемикавання тактів в міжстінній камері доїльних стаканів; величина вакуумметричного тиску і його стабільність [1]. Тому доцільно мати виконавчі еле-

менти, які використовуючи фізико-механічні властивості конструкції та матеріалу, дозволять регулювати технічні параметри виконавчої системи та технологічні характеристики процесу, що реалізує доїльне обладнання.

В процесі машинного доїння виникає необхідність як у плавній так і стрибкоподібній зміні вакуумметричного тиску у міжстінковій камері доїльного стакана в залежності від інтенсивності молоковіддачі. Зміна вакуумметричного тиску задається постійною часу перехідного процесу від такту стиску до такту ссання і навпаки [2-4]. Одним із елементів задання постійної часу перехідного процесу роботи системи "пульсатор-доїльний стакан" може бути пружна мембрана, як виконавчий елемент з регульованими характеристиками і ввімкнена в ланцюг перемикання тактів пульсатора.

**Аналіз стану питання.** Найбільш поширені на сьогодні пружинні перетворювачі (стержні, кільця, плоскі пружини, мембрани з жорстким центром, підвісні та спіральні пружини, плоскі мембрани і мембранні коробки, сильфони і трубки Бурдона) не володіють чіткими рекомендаціями до їх застосування в конкретних технологічних умовах [5]. Відсутня загальна методика розрахунку конструкційних параметрів.

Загальні положення теорії пружності дозволяють визначити максимальний прогин при максимальному навантаженні [6; 7]. Проте, наведені дослідження узагальнюють залежність зусилля від наперед заданої де доцільно в формації мембрани, що для технічних засобів регулювання тиску є важливим параметром.

**Мета роботи.** Аналітично обґрунтувати конструкційні параметри бістабільної хлопаючої мембрани в залежності від зусилля її прогину.

**Розроблення моделі бістабільної хлопаючої мембрани.** Для створення зусилля використаємо стрічку з пружного матеріалу прямокутного поперечного перерізу з наперед заданою деформацією. Її деформація забезпечується жорстким кріпленням по кінцях (рис. 1) за умови, що довжина стрічки є більшою від віддалі між закріпленням. Для мембрани характерно три основні положення (рис. 1, а): стабільне; проміжне регульоване, відповідає зусиллю, що створює мембрана за її деформації; проміжне нестабільне.

Так як мембрана жорстко закріплена по кінцях і за її прогину створюється зусилля. Деформацію мембрани здійснює прикладена сила  $F_p$  (рис. 1).

У результаті дії сили  $F_p$ , яка прогинає мембрану, на її кінцях виникатиме реакція  $N_0$  та крутний момент  $M_0$  (рис. 1 б, в).

Враховуючи, що мембрана закріплена по кінцях, кривизну прогину запишемо для максимального значення її прогину  $f_0$  у вигляді [8]:

$$y_0(x) = \frac{f_0}{2} \cdot \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{2L} \right),$$

або

$$y_0(x) = \frac{f_0}{2} \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi x}{L} \right), \quad (1)$$

де  $2L$  – віддаль між двома закріпленнями кінцями мембрани (рис. 1).

Для заданого прогину  $f$  мембрани рівняння (1) матиме вигляд:

$$y(x) = \frac{f}{2} \cdot \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{2L} \right), \quad (2)$$

де  $x$  – відстань від кінця закріплення мембрани до точки визначення прогину, м;  $L$  – половина віддалі мембрани між двома точками її закріплення, м;  $f_0, f$  – максимальний і заданий прогин по середині мембрани, м.

Враховуючи закон Гука для згину [9], радіус кривизни для нейтрального шару та за заданої деформації і замінивши сталий згинальний момент  $M$  на змінний згинальний момент  $M(x)$ , запишемо:

$$\frac{M(x)}{E \cdot J} = \left( \frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} \right), \quad (3)$$

де  $M(x)$  – змінний згинальний момент, Н·м;  $E$  – модуль пружності матеріалу мембрани, Н/м<sup>2</sup>;  $J$  – момент інерції перерізу мембрани відносно її нейтральної осі, м<sup>4</sup>;  $\rho_0, \rho$  – відповідно радіус кривизни нейтрального шару за максимального прогину по середині мембрани і за заданого прогину, м.

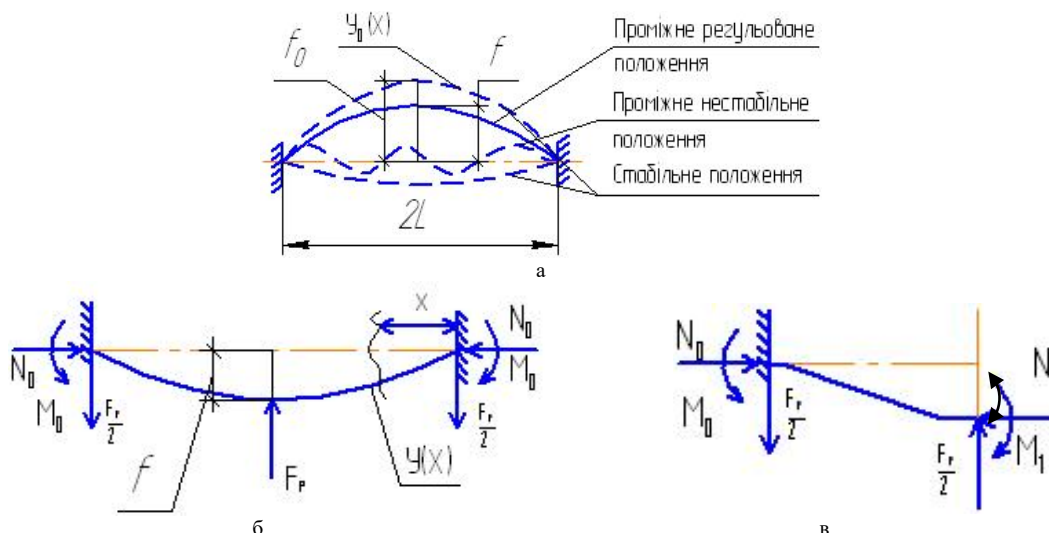


Рис. 1 – Схема бістабільної мембрани (а) та дії сил (б) і згинальних моментів (в):  
 $2L$  – віддаль між защемленими кінцями мембрани;  $f_0$  – максимальний прогин мембрани посередині за її стабільного положення;  $f$  – заданий прогин мембрани посередині за її проміжного положення

Геометрична інтерпретація першої похідної функції  $y(x)$  є кут нахилу дотичної до мембрани її горизонталі [9]. Друга похідна функції  $y(x)$  – наближене диференціальне рівняння зігнутої осі мембрани [9]:

$$\frac{1}{\rho} = y''(x).$$

Перша і друга похідні рівняння (1):

$$y'_0(x) = \frac{f_0}{2} \cdot \frac{\pi}{L} \cdot \sin \frac{\pi x}{L}, \quad (4)$$

$$y''_0(x) = \frac{1}{\rho_0} = \frac{f_0}{2} \cdot \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \cos \frac{\pi x}{L}. \quad (5)$$

Перша і друга похідні рівняння (2) мають вигляд:

$$y'(x) = \frac{f}{2} \cdot \frac{\pi}{L} \cdot \sin \frac{\pi x}{L}, \quad (6)$$

$$y''(x) = \frac{1}{\rho} = \frac{f}{2} \cdot \frac{\pi^2}{L^2} \cdot \cos \frac{\pi x}{L}. \quad (7)$$

Підставивши значення рівнянь (5) і (7) у рівняння (3) та задавши граничні значення  $x$ , одержимо такі залежності:

$$\text{при } x = 0 : \frac{M_0}{E \cdot J} = \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \cdot \left( \frac{f}{2} - \frac{f_0}{2} \right), \quad (8)$$

$$\text{при } x = L : \frac{M_1}{E \cdot J} = - \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \cdot \left( \frac{f}{2} - \frac{f_0}{2} \right). \quad (9)$$

Рівняння рівноваги мембрани відповідно до сил навантаження (рис. 1, в) буде:



$$-M_0 + M_1 + N_0 f - F_p \cdot \frac{L}{2} = 0, \quad (10)$$

де  $F_p$  – сила, прикладена до мембрани, Н;  $N_0$  – реакція мембрани, що діє поздовжньо, Н.

Для визначення повздовжньої реакції мембрани розрахуємо зменшення довжини половини дуги мембрани:

$$\Delta L = \int_0^L \sqrt{1 + y_0'^2} \cdot dx - \int_0^L \sqrt{1 + y'^2} \cdot dx. \quad (11)$$

Підставивши в рівняння (11) значення  $y_0'$  і  $y'$  з рівнянь (4) і (6), отримаємо:

$$\Delta L = \int_0^L \left( \sqrt{1 + \frac{f_0^2 \pi^2}{4L^2} \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L}} - \sqrt{1 + \frac{f^2 \pi^2}{4L^2} \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L}} \right) \cdot dx. \quad (12)$$

Оскільки  $\left( \frac{f_0 \pi}{2L} \right)^2 \ll 1$ , тоді:

$$\sqrt{1 + \frac{f_0^2 \pi^2}{4L^2} \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L}} \approx 1 + \frac{f_0^2 \pi^2}{8L^2} \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L}. \quad (13)$$

Аналогічно і для другого члена рівняння (12). Внесемо зміну в рівняння (12) з врахуванням виразу (13), отримаємо:

$$\begin{aligned} \Delta L &= \int_0^L \left( 1 + \frac{f_0^2 \pi^2}{8L^2} \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L} - 1 - \frac{f^2 \pi^2}{8L^2} \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L} \right) \cdot dx = \\ &= \int_0^L \left( \frac{f_0^2 \pi^2}{8L^2} - \frac{f^2 \pi^2}{8L^2} \right) \cdot \sin^2 \frac{\pi x}{L} \cdot dx = \frac{\pi^2}{8L^2} (f_0^2 - f^2) \cdot \int_0^L \sin^2 \frac{\pi x}{L} \cdot dx \end{aligned} \quad (14)$$

Інтеграл рівняння (14) має вигляд:

$$\int_0^L \sin^2 \frac{\pi x}{L} \cdot dx = -\frac{1}{4} \sin 2 \frac{\pi x}{L} \Big|_0^L + \frac{1}{2} x \Big|_0^L = -\frac{1}{4} \sin 2\pi + \frac{L}{2} + \frac{1}{4} \sin 0 = \frac{L}{2}. \quad (15)$$

Підставивши значення рівняння (15) в рівняння (14), отримаємо:

$$\Delta L = \frac{\pi^2}{16L} (f_0^2 - f^2). \quad (16)$$

Враховуючи закон Гука зменшення довжини визнаємо з рівняння [9]:

$$\Delta L = \int_0^L \frac{N \cdot dS}{E \cdot A}, \quad (17)$$

де  $dS$  – зміна деформації мембрани, м;  $A$  – площа поперечного перерізу мембрани, м<sup>2</sup>.

Розпишемо повздовжню реакцію мембрани  $N$ :

$$N = N_0 \cdot \cos \varphi + \frac{F_p}{2} \cdot \sin \varphi, \quad (18)$$

де  $\varphi$  – кут між горизонталлю і дотичною до мембрани (лінії дії повздовжньої реакції зусилля мембрани).

Тоді:

$$N \cdot dS = \left( N_0 + \frac{F_p}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \right) \cdot \frac{dx}{\cos \varphi \cdot dS} = \left( N_0 + \frac{F_p}{2} \cdot y' \right) \cdot dx. \quad (19)$$

Підставимо вираз (19) в рівняння (17) і проінтегруємо:

$$\Delta L = \int_0^L \frac{\left( N_0 + \frac{F_p}{2} \cdot y' \right)}{E \cdot A} \cdot dx = \frac{N_0 \cdot L}{E \cdot A} + \frac{F_p \cdot f}{E \cdot A} \left( 1 - \cos \frac{\pi x}{L} \right) \Big|_0^L = \frac{N_0 \cdot L + \frac{F_p \cdot f}{2}}{E \cdot A}. \quad (20)$$

З рівнянь (16) і (20) отримаємо рівняння для визначення поздовжньої реакції  $N_0$ , яку створює мембрана в процесі деформації.

$$N_0 = -\frac{F_p}{2} \cdot \frac{f}{L} + E \cdot A \left( \frac{\pi}{4L} \right)^2 (f_0^2 - f^2). \quad (21)$$

Підставивши в рівняння (10) залежності (8), (9), (21) та провівши алгебраїчні перетворення, отримаємо рівняння для моделювання зусилля  $F_p$ , яке створює мембрана в процесі деформації  $f$ .

$$F_p = \frac{2 \cdot E \cdot \left[ J \cdot \left( \frac{\pi}{L} \right)^2 \cdot (f_0 - f) + A \cdot \left( \frac{\pi}{4L} \right)^2 \cdot (f \cdot f_0^2 - f^3) \right]}{L \cdot \left( 1 + \frac{f^2}{L^2} \right)}, \quad (22)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу мембрани, Н/м<sup>2</sup>;  $J$  – момент перерізу мембрани відносно її нейтральної осі, м<sup>4</sup>;  $L$  – половина віддалі між двома закріпленими кінцями мембрани, м;  $f_0, f$  – максимальний і заданий прогин мембрани, м;  $A$  – площа поперечного перерізу мембрани, м<sup>2</sup>.

Один із розмірів поперечного перерізу мембрани визначається з умови міцності матеріалу [9]:

$$\frac{M}{W} + \frac{F_p}{A} \leq [\sigma_{-1}], \quad (23)$$

де  $M$  – згинальний момент мембрани, Н·м;  $W$  – момент опору, м<sup>3</sup>;  $[\sigma_{-1}]$  – гранично допустимі напруження у разі згину для заданого матеріалу мембрани, Н/м<sup>2</sup>.

**Результати моделювання.** Моделювання зусилля  $F_p$ , яке створюватиме мембрана залежно від прогину  $f$  проводили за наступних параметрів: матеріал мембрани – бронза марганцева, катана; товщина мембрани  $h = 0,1$  мм; ширина мембрани  $b = 1,2$  мм; відстань між краями закріплення мембрани  $2L = 32$  мм; максимальний прогин мембрани  $f_0 = 4$  мм.

Результати моделювання наведено на рис. 2.

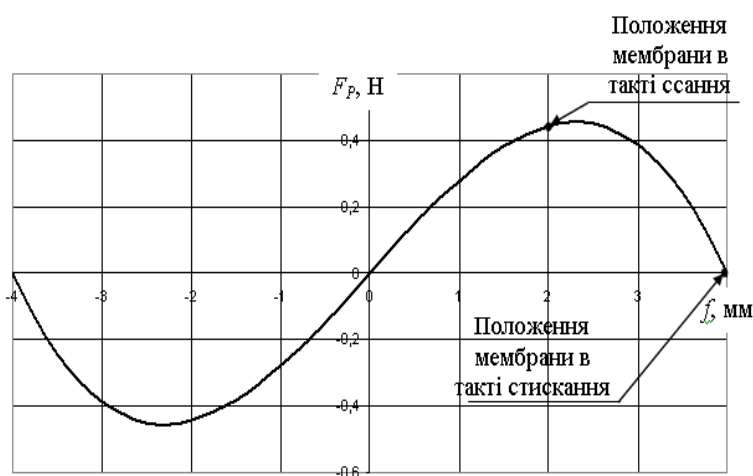


Рис. 2 – Залежність зусилля опору мембрани  $F_p$  від прогину  $f$

Залежність зусилля яке створюється мембраною при її прогині від віддалі між краями її закріплення і площі поперечного перерізу наведено на рис. 3.

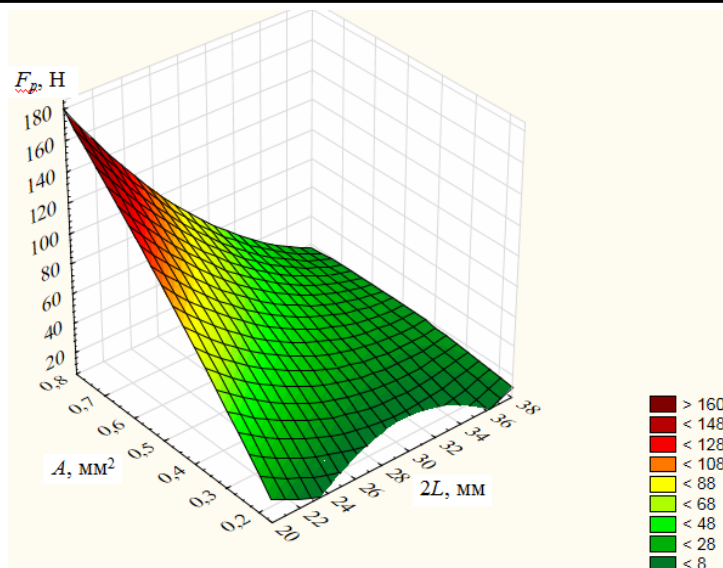


Рис. 3 – Залежність максимального зусилля  $F_p$  мембрани від площі поперечного перерізу стрічки  $A$  і віддалі  $2L$  між защемленими її країв

Для моделювання було використано стрічку бронзову марганцеву катану товщиною  $h = 0,4$  мм і шириною  $b = 0,4-2$  мм. Віддаль між краями закріплення мембрани приймали від 20 до 38 мм, а максимальний прогин мембрани становив  $f_0 = 2$  мм.

**Висновок.** Аналіз результатів моделювання показав, що із збільшенням вільного прогину  $f_0$  мембрани і зменшенням віддалі  $2L$  між защемленими краями зусилля прогину зростає лінійно. Мембрана має два стабільних діаметрально протилежних стани і один нестабільний стан при якому зусилля мембрани, за її прогину наближеному до нейтрального, рівне нулю і перехід з одного положення в діаметрально протилежне положення відбувається при переході через нестабільне положення стрибкоподібно. Збільшення вільного прогину мембрани веде до зростання зусилля опору мембрани. Характер зростання є лінійним. Максимальне зусилля мембрани відповідає половині вільного її прогину.

#### Література:

1. Дмитрів І. В. Аналіз режимних характеристик доїльних апаратів при машинному доїнні корів. *Механізація та електрифікація сільського господарства* : Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Вип. № 97. Глеваха, 2013. С. 576-581.
2. Adamchuk V., Dmytriv V., Dmytriv I. Experimental studies of duration of air pumping out from the „TEAT CUP - PULSATOR” system. *An International quarterly journal on economics in technology new technologies and modeling processes*. Lublin – Rzeszow, 2015. Vol. 4, №4. P. 3-6.
3. Дмитрів В. Т., Дмитрів І. В. Результати експериментальних досліджень тривалості наповнення повітрям системи „доїльний стакан - пульсатор”. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. Серія: техніка та енергетика АПК. К., 2015. Вип.. 212/2. 142 – 148.
4. Дмитрів В., Дмитрів І. Моделирование времени истечения воздуха из ограниченного пространства. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin – Rzeszow. 2013. Vol. 15, № 4. P. 193-197.
5. Туричин А. М., Новицкий П. В., Левшина Е. С. и др. Электрические измерения неэлектрических величин. под ред. П.В. Новицкого. [5-е, изд., перераб. и доп.]. Л.: Энергия, 1975. 576 с.

6. Дмитрів В. Т., Дмитрів І. В. Мембрана електромагнітного пульсатора як часозадаючий елемент перехідних процесів в доільному апараті. *Вісник Харківського нац. техн. університету с. г. ім. Петра Василенка*. Вип. 108 "Технічні системи і технології тваринництва" Харків: ХНТУСГ, 2012. С. 183-188.
7. Дмитрів І. В. Моделювання характеристик плоскої мембрани електромагнітного пульсатора. *Механізація та електрифікація сільського господарства*: Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Випуск № 98. том 2. Глеваха, 2013. С. 510-515.
8. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластини и оболочки. пер. с. англ. под. ред. Г.С. Шапиро. Изд. 3-е. М.: Книжный дом „Либроком”, 2009. 640 с.
9. Посацький С. Л. Опір матеріалів. Львів: Видавництво Львівського університету, 1963. 360 с.

### Summary

**V. Adamchuk, I. Dmytriv, V. Dmytriv.** Model of a bistable jump membrane as an element of a control system

*In the article the mathematical model of the dependence of the deformation effort of the membrane on the structural parameters and material characteristics is considered. The membrane is executed in the form of a pinched tape at the ends of the appropriate width and thickness of the elastic material and given free deflection. The diagram of the membrane is presented in three basic positions, depending on the value of the deflection. The effect of forces and bending moments is given. The equilibrium equation of the membrane is made according to the load forces and the analytical dependence of the meltdown deflection effort on its constructional parameters and material characteristics is generated. Proposed dependence for determining the longitudinal membrane response. An example is given of the simulation of the  $F_p$  effort, which creates a membrane depending on its deflection  $f$  and structural parameters, thickness, width and distance between the edges of fixing the membrane tape. The maximum deflection of the membrane is determined by fixing the membrane and the absence of resistance force. Material of the membrane - manganese bronze, ribbon rolled. The modeling of the  $F_p$  effort, which will create the membrane depending on the deflection  $f$ , was carried out according to the following parameters: membrane material - manganese bronze, ribbon rolled; membrane thickness  $h = 0,1$  mm; membrane width  $b = 1,2$  mm; the distance between the edges of the membrane fixing  $2L = 32$  mm; maximum deflection of the membrane  $f_0 = 4$  mm. The dependence of the effort created by the membrane at its deflection from the distance between the edges of its fastening and the cross-sectional area is given. For modeling a tape of bronze manganese ribbon rolled with a thickness of  $h = 0,4$  mm and a width of  $b = 0,4-2$  mm was used. The distance between the edges of fastening the membrane was taken from 20 to 38 mm, and the maximum deflection of the membrane was  $f_0 = 2$  mm. The analysis of the simulation results showed that with increasing free deflection  $f_0$  of the membrane and decreasing the distance  $2L$  between the clamped edges, the forging effort increases linearly. The membrane has two stable diametrically opposite states and one unstable state in which the membrane's effort, at its deflection near the neutral, is equal to zero, and the transition from one position to a diametrically opposite position occurs when passing through an unstable position with a leap. Increasing the free deflection of the membrane leads to an increase in the resistance of the membrane. The growth pattern is linear. The maximum membrane effort corresponds to half of its free deflection.*

**Keywords:** membrane, bending moment, deformation, modeling, force, moment of inertia, modulus of elasticity

## References

1. Dmytriv I. V. Analiz rezhymnykh kharakterystyk doilnykh aparativ pry mashynnomu doinni koriv. Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva : Mizhvidomchyi tematychnyi naukovyi zbirnyk. Vyp. № 97. Hlevakha, 2013. S. 576-581.
2. Adamchuk V., Dmytriv V., Dmytriv I. Experimental studies of duration of air pumping out from the „TEAT CUP - PULSATOR” system. *An International quarterly journal on economics in technology new technologies and modeling processes*. Lublin – Rzeszow, 2015. Vol. 4, №4. P. 3-6.
3. Dmytriv V. T., Dmytriv I. V. Rezultaty eksperymentalnykh doslidzhen tryvalosti napovnennia povitriam systemy „doilnyi stakan - pulsator”. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. K., 2015. Vyp.. 212/2. 142 – 148.
4. Dmitriv V., Dmitriv I. Modelirovanie vremeni istecheniya vozduha iz ogranichenogo prostranstva. Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin – Rzeszow. 2013. Vol. 15, # 4. P. 193-197.
5. Turichin A. M., Novitskiy P. V., Levashina E. S. i dr. Elektricheskie izmereniya neelektricheskikh velichin. pod red. P.V. Novitskogo. [5-e, izd., pererab. i dop.]. L.: Energiya, 1975. 576 s.
6. Dmytriv V. T., Dmytriv I. V. Membrana elektromahnitnoho pulsatora yak chasozadaiuchy element perekhidnykh protsesiv v doilnomu aparati. Visnyk Kharkivskoho nats.tekhnich. universytetu s. h. im. Petra Vasylenka. Vyp. 108 “Tekhnichni systemy i tekhnolohii tvarynnytstva” Kharkiv: KhNTUSH, 2012. S. 183-188.
7. Dmytriv I. V. Modeliuvannia kharakterystyk ploskoi membrany elektromahnitnoho pulsatora. Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospoddarstva : Mizhvidomchyi tematychnyi naukovyi zbirnyk. Vypusk № 98. tom 2. Hlevakha, 2013. S. 510-515.
8. Timoshenko S. P., Voynovskiy S. Plastini i obolochki. per. s. angl. ya. pod. red. G.S. Shapiro izd. 3-e. Kriger. M.: Knizhnyi dom „Librokom”, 2009. 640 s.
9. Posatskyi S. L. Opir materialiv. Lviv: Vydavnytstvo Lvivskoho universytetu, 1963. 360 s.

Тришевський О.І.,  
Ахлестін В.Л.,  
Мухамед'янов С.В.

Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені П.Василенко,  
м. Харків, Україна  
E-mail: 3shev@ukr.net

## ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЗУСИЛЬ ТЕРТЯ НА ФОРМУВАННЯ ПОПЕРЕЧНИХ ЗАМКНУТИХ ГОФРІВ

УДК 621.771.63:621.981

*В результаті виконаних досліджень були отримані нові дані про розподіл стоншування, рівнодійної сили тертя і контактної напруги, а також їх впливи на енергосилові параметри процесу формоутворення поперечних гофрів витягом і вигином у нерухомих та таких, що обертаються формуючих елементах.*

*Отримані данні слід враховувати при теоретичному аналізі процесу формоутворення гофрів, зокрема при визначенні роботи сил тертя з урахуванням ковзання в калібрі, яке раніше не бралось до уваги, а також при уточненому розрахунку зусиль і моментів.*

**Ключові слова:** *поперечные гофры, вытяжка, гибка, неподвижный формующий элемент, вращающийся формующий элемент, усилия трения, контактные напряжения, утонение, энергосиловые параметры.*

**Вступ, актуальність і постановка проблеми.** Відомо [1], що сили зовнішнього тертя грають важливою роль в процесах обробки металів тиском, зокрема при формуванні у валках профілів з замкнутими гофрами. Від їх величини і розподілу по поверхні контакту залежать напружений і деформований стан металу, характер його формозміни і зусилля, необхідні для деформації.

Проте, досліджень щодо визначення сил тертя при формуванні гофрів відомо небагато, причому теоретичні залежності, отримані з використанням спрощених схем процесу, наприклад [2], потребують експериментальної перевірки. З експериментальних робіт слід зазначити лише дослідження величини і розподілу нормальної і дотичної напруги по поверхні контакту валків із смугою при формуванні подовжніх [3] і поперечних [4] гофрів, виконані поляризаційно-оптичним методом.

Вплив же сил тертя на деформований стан металу і енергосилові параметри процесу формування гофрів не досліджувався взагалі. З'ясування цього впливу стало метою даної роботи.

**Основні результати досліджень.** Для дослідження тертя при прокатці і формуванні широко застосовується метод загальмовування смуги [5], проте для процесу формування поперечних гофрів він неприйнятний.

Авторами запропонована нова методика досліджень, суть якої полягає в тому, що елементи валків, що формують, встановлюються з можливістю обертання навколо своєї осі: вони також забезпечені пристроєм, що при необхідності запобігає їх обертанню. Використання таких валків дозволяє замінити тертя ковзання в калібрі тертям кочення. Порівнюючи досліджувані параметри при формуванні звичайними (що не обертаються) формуючими елементами, з формуючими елементами, що обертаються, можна оцінити міру впливу сил тертя на ці параметри.

Дослідження проводили в кліті лабораторного стану сталевими валками з опуклими і увігнутими формуючими елементами, для отримання напівкруглих (що найчастіше зустрічаються) поперечних гофрів.

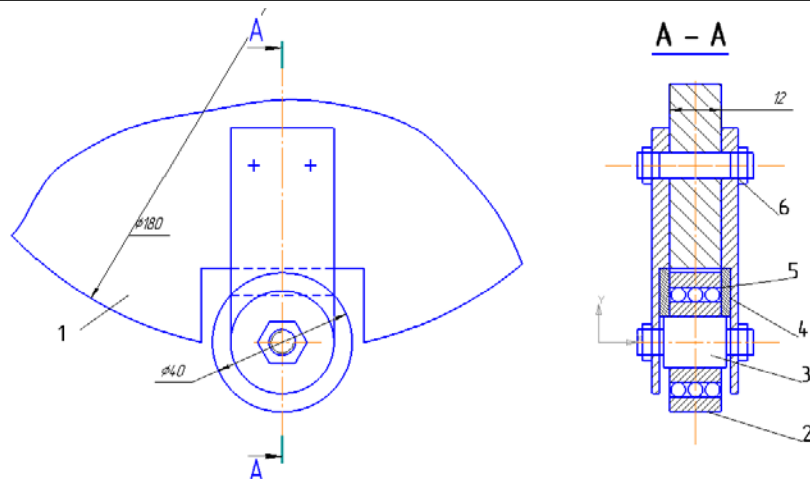


Рис. 1 – Валок з опуклим формуючим елементом, що обертається

На рис. 1 показаний валок 1 з опуклим формуючим елементом 2. В даному випадку він являє собою шарикопідшипник № 203, встановлений на осі 3 і закріплений на валку за допомогою кронштейнів 4. Для загальмовування його обертання служать пластини 5, що затискаються гайками 6.

З метою зіставлення і узагальнення результатів раніше виконаних і даних досліджень геометричні параметри валків (діаметри, конфігурація і розміри формуючих елементів), матеріал і розміри заготовки (алюміній,  $\sigma_{\text{в}} = 150$  МПа; товщина 3 мм; ширина 15 мм) були узяті такими ж, як в раніше виконаних дослідженнях [4]. Крім того, для досліджень використали смуги із сталі 08кп товщиною 1,5 і 2 мм, шириною 12 мм.

Для повнішого вивчення процесу формоутворення гофрів дослідження проводили також при формуванні гофрів без витягу (гнуттям).

Зусилля на валках і моменти, що крутять, а також стоншування вимірювали за методиками, описаними в роботі [4].

Розподіл стоншування при формуванні алюмінієвої смуги нерухомим формуючим елементом (рис.2, суцільна лінія), має явно виражену нерівномірність по ширині гофра відносно його осі (максимум доводиться на друге по ходу формування ребро) і аналогічно розподілу поверхневої деформації, встановленому в роботі [4].

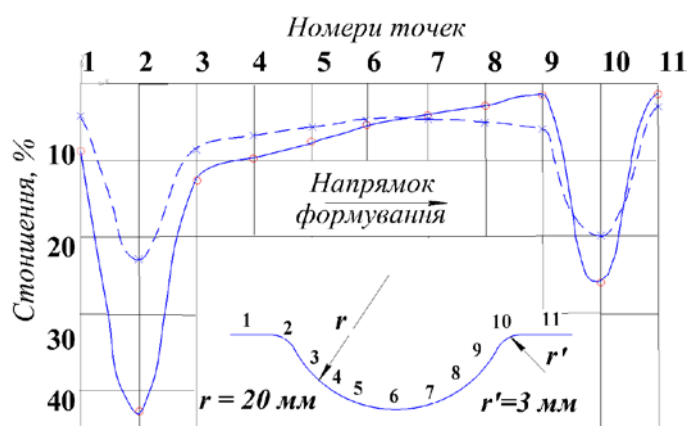


Рис.2 – Розподіл стоншення при формовці поперечного гофра з нерухомим (суцільна лінія) та таким, що обертається (переривчаста) формуючими елементами

Застосування формуючого елемента, що обертається, дозволяє значно (на 45%) зменшити максимальне стоншування на другому ребрі і практично вирівняти деформації відносно осі симетрії гофра (рис. 2, штрихова лінія). Деяка відмінність у величинах сто-

ншування на першому і другому ребрах (20 і 24% відповідно) пояснюється тим, що відповідно до [4] після прикладання до смуги найбільших деформуючих зусиль (у момент її проходження через осьову площину валків) друге ребро гофра ще деякий час відформовується, тоді як перше звільняється від дії формуючих елементів. Крім того, позначається вплив тертя в самому підшипнику.

Аналогічно розподіляються деформації на гофра при формуванні сталевих смуг (табл. 1).  
 Таблиця 1

Відносне стоншування при формуванні гофрів на сталевих смугах нерухомими (1) та рухомими (2) формуючими елементами, що обертаються

Номери точок (см. рис.2)	S=1,5 мм		S=2 мм	
	1	2	1	2
2	25	16	23	10,8
6	5,8	4,3	5,2	3,6
10	18	14	16	8,9

Раніше [4] було показано, що при формуванні в звичайних валках з мірою витягу більше допустимою метал на другому ребрі гофра руйнується. При використанні елементів, що обертаються, він не руйнується, оскільки деформується більш рівномірно по ширині гофра.

При формуванні гофрів гнуттям (без витягу) сили тертя діють на невеликих майданчиках контакту [3] і, як показали виміри, практично не впливають на стоншування.

Пояснити вплив сил тертя при витягу на деформацію металу можна, якщо представити складний рух, що здійснюється формуючими елементами, як два простих: вертикальне зближення і обертання навколо осі. При зближенні формуючих елементів сили тертя, на поверхні контакту (рис. 3, а) спрямовані проти їх руху (тут і далі приймаємо, що вони прикладені до інструменту). Епюри питомих зусиль і сил тертя симетричні відносно осі гофра, причому сили тертя по різні сторони від осі мають різні знаки [3]. Практично так само розподіляється контактна напруга при формуванні елементами, що обертаються. При обертанні опуклого формуючого елемента сили тертя, спрямовані проти обертання на усій ділянці контакту. При поєднанні цих двох простих рухів у разі формування нерухомим елементом питомі сили тертя підсумовуються (рис. 3, б). Зі зміною епюри цих сил відповідно змінюється епюра питомих зусиль зі зміщенням рівнодійної  $P$  (без зміни її величини) на відстань  $B$  від осі симетрії гофра убік, протилежний до напрямку формування.

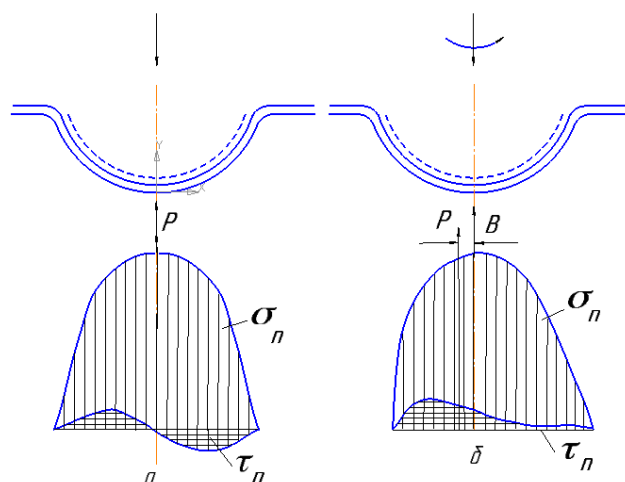


Рис. 3 – Схема дії сил тертя і епюри контактних напружень при формуванні валками з обертовими (а) і нерухомими (б) формуючими елементами



Для оцінки впливу сил тертя на енергосилові параметри були експериментально визначені максимальні зусилля на валках і крутний момент при формуванні гофрів витяжкою і гнуттям. Середні значення результатів трьох вимірювань наведені в табл. 2. З таблиці видно, що сили тертя на поверхні контакту опуклого формуючого елемента з смугою обумовлюють істотне збільшення моменту (на  $22,2 \div 28,4\%$  при витяжці і  $29 \div 37\%$  при згинанні), в меншій мірі - зусилля на валках при згинанні (на  $10 \div 13\%$ ) і практично не впливають на зусилля при витяжці (збільшення на  $1,2 \div 6,1\%$ ).

Таблиця 2

**Енергосилові параметри формування гофрів нерухомими (1) і обертовими (2) формуючими елементами (3 - відхилення,%)**

Заготовка	Зусилля на валках $P$ , Н						Крутний момент $M$ , Нм					
	витяжка			гнуття			витяжка			гнуття		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Алюміній, 3 мм	3240	3200	1,2	930	820	11	127	91	28,4	34	21,5	37
Сталь, 1,5 мм	7050	6640	5,5	805	710	13	270	210	22,2	24	17	29
Сталь, 2 мм	8700	8000	6,1	1290	1160	10	317	244	23	37	25	32,5

Збільшення моменту при витяжці пояснюється зміщенням рівнодіючій питомих зусиль  $P$ , яке було показано на рис. 3, б. Відповідно до цього ж рисунка зусилля з валках при формуванні витяжкою не повинне збільшуватися. Незначне збільшення зусилля, виявлене експериментом, пояснюється зміщенням формуючих елементів один щодо одного (в результаті пружних деформацій валків), яке викликає незначний пережим смуги в калібрі. Слід зазначити, що при згинанні енергосилові параметри мають максимальні значення під час формоутворення ребер гофра (при витяжці - в момент формовки гофра на найбільшу висоту). Збільшення зусилля на валках при згинанні відбувається за рахунок вертикальної складової від рівнодіючої сил тертя. Ця ж рівнодіюча дає і додатковий момент тертя.

### **Висновки**

1. Таким чином, в результаті виконаних досліджень були отримані нові дані про розподіл стоншування, рівнодійної сили тертя і контактної напруги, а також їх впливи на енергосилові параметри процесу формоутворення поперечних гофрів витягом і вигинном у нерухомих та таких, що обертаються формуючих елементах.

2. Отримані данні слід враховувати при теоретичному аналізі процесу формоутворення гофрів, зокрема при визначенні роботи сил тертя з урахуванням ковзання в калібрі, яке раніше не бралось до уваги, а також при уточненому розрахунку зусиль і моментів.

### **Література:**

1. Леванов Н.А., Колмогоров В.Л., Буркин С.П. и др. Контактное трение в процессах обработки металлов давлением/ М.: Металлургия. 1976.—416 с.
2. Тришевский О.И., Алексеев Ю.Н. Энергосиловые параметры процесса валковой формовки глухих поперечных периодических гофров. // Гнутые профили проката. – Харьков: УкрНИИМет, – 1974, – вып. 2. – с 86-91.
3. Ахлестин В. Л., Козлович М. М., Подвойский Ю. А. Определение с помощью ЭВМ контактных напряжений при формовке гофров. // Гнутые профили проката. – Харьков: УкрНИИМет, – 1977. – вып. 5. – с. 50 -56.

4. Ахлестин В. Л., Тришевский О.И., Козлов М. М. Исследование процесса формовки поперечных гофров. // Гнутые профили проката. — Харьков: УкрНИИМет, — 1979. — вып. 7. — с. 57-64.
5. Никитин Г.С. Теория непрерывной продольной прокатки. / М.: Изд. МГУ им. Баумана 2009. — 400с.
6. Ахлестин В.Л., Козлов М. М. Применение поляризационно-оптического метода для исследования процессов формовки профилей. // Гнутые профили проката. — Харьков: УкрНИИМет. — 1979. — вып. 7 — с. 50-56.
7. А. с. 631791 (СССР).

### Summary

**Trishevsky O.I., Ahlestin V.L., Muhamedjanov S. V.** Researches of influence of forces of friction on at a receipt transversal reserved by corrugation extraction and bend

*New data are got about distribution of reduction of thickness, resultant of friction and pin tensions, and also their influences on the energypower parameters of process of receipt transversal corrugations extraction are bend in the revolved and immobile pilchard elements.*

**Keywords:** Transversal corrugations, extraction, flexible immobile and revolved pilchard element, forces of friction, reduction of thickness of purveyance, pin tensions, energypower parameters

### References

1. Levanov N.A., Kolmogorov V.L., Burkin S.P. i dr. Kontaktnoe trenie v processah obrabotki metallov davleniem/ М.: Metallurgiya. 1976.—416 s.
2. Trishevskij O.I., Alekseev Yu.N. Energosiловye parametry processa valkovoj formovki gluhih poperechnyh periodicheskikh gofrov. // Gnutye profili prokata. — Harkov: UkrNIIMet, — 1974, — vyp. 2. — s 86-91.
3. Ahlestin V. L., Kozlovich M. M., Podvojskij Yu. A. Opredelenie s pomoshyu EVM kontaktnyh napryazhenij pri formovke gofrov. // Gnutye profili prokata. — Harkov: UkrNIIMet, — 1977. — vyp. 5. — s. 50 -56.
4. Ahlestin V. L., Trishevskij O.I., Kozlovich M. M. Issledovanie processa formovki poperechnyh gofrov. // Gnutye profili prokata. — Harkov: UkrNIIMet, — 1979. — vyp. 7. — s. 57-64.
5. Nikitin G.S. Teoriya nepreryvnoj prodolnoj prokatki. / М.: Izd. MGU im. Bau-mana 2009. — 400s.
6. Ahlestin V.L., Kozlovich M. M. Primenenie polyarizacionno-opticheskogo metoda dlya issledovaniya processov formovki profilej. // Gnutye profili prokata. — Harkov: UkrNIIMet. — 1979. — vyp. 7 — s. 50-56.
7. A.s. 631791 (SSSR).

Карнаух М.В.,  
Войтов В.А.

Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П.Василенко,  
г. Харьков, Украина  
E-mail: nikolay.karnauh@gmail.com,  
vavoitovva@gmail.com

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ  
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА СМЕСЕВОМ  
СОСТАВЕ БИОТОПЛИВА ПО МАГИСТРАЛЬНЫМ  
И ГОРОДСКИМ ЕЗДОВЫМ ЦИКЛАМ**

УДК 621.936-61

*Обоснован оптимальный состав смесового топлива, содержащего этиловые эфиры растительных масел в дизельном топливе для эксплуатации средств транспорта. Выполнена оценка топливной экономичности автомобиля ЗиЛ 5301 "Бычок" при его эксплуатации на оптимальных смесевых составах топлива по магистральному и городскому ездовому циклам. Получены зависимости среднего расхода топлива автомобиля от массы перевозимого груза и типа смесового топлива для зимнего и летнего периода эксплуатации.*

**Ключевые слова:** эксплуатация, биодизель, этиловые эфиры растительных масел, ездовые циклы, расход топлива, регрессионные уравнения, смесовой состав, критерий оптимизации.

**Актуальность проблемы.** Непрерывный рост автомобильного транспорта предопределяет неизбежность истощения нефтяных запасов, что актуализирует вопрос поиска альтернативных и возобновляемых источников энергии, физико-химические свойства которых имели бы незначительные отличия от традиционного топлива и не снижали технико-эксплуатационные характеристик транспортных средств. Для грузовых автомобилей, большая часть которых оснащена дизельными силовыми агрегатами, таким источником являются биотопливо в виде эфиров жирных кислот растительных масел и жиров. Использование данного вида топлива, как в чистом виде, так и в смесовом составе с минеральным, позволяет в некоторой степени снизить тенденцию роста потребления светлых нефтепродуктов.

Наличие в биотопливе молекулярного кислорода повышает его трибологические характеристики и интенсифицирует процесс сгорания, что влечет к снижению выбросов вредных веществ в атмосферу. Учитывая нынешние требования мирового сообщества к техногенному воздействию автомобиля на окружающую среду, вопрос эксплуатации транспортных средств на биотопливе является крайне актуальным.

**Анализ публикаций, посвященных данной проблеме.** Поскольку физико-химические свойства биодизеля [1] имеют отличия [2] от дизельного топлива [3] по таким ключевым показателям как теплота сгорания, цетановое число, вязкость, коксуемость и зольность, температура фильтруемости и помутнения, то эти и иные отличия сказываются на эксплуатационных характеристиках работы транспортного средства.

Пониженная теплота сгорания приводит к увеличению расхода топлива и снижению эффективной мощности [4]. При этом улучшаются экологические показатели работы как двигателя, так и автомобиля в целом [5].

При этом основная часть исследовательских работ базируется на стендовых испытаниях, поскольку проведение эксплуатационных испытаний влечет за собой как материальные, так и временные затраты.

Учитывая вышесказанное, исследования в данной работе являются актуальными и востребованными.

**Цель исследований.** Оценка топливной экономичности автомобиля ЗиЛ 5301 “Бычок” при его эксплуатации на оптимальных смесевых составах биотоплива по магистральным и городским ездовым циклам.

**Результаты исследования.** Для нахождения оптимального состава смесового топлива, состоящего из минерального дизельного топлива и этиловых эфиров растительных масел, воспользуемся комплексным критерием оптимизации, который был получен в работе [6]:

$$K_{opt} = M_{кр} \cdot G_V^{-1} \cdot E^{-1} \cdot \nu^{-1} = \frac{M_{кр}}{G_V \cdot E \cdot \nu} \quad (1)$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент, развиваемый дизелем,  $H \cdot м = кг \cdot м^2 / с^2$ ; объемный расход топлива дизеля,  $G_V$ ,  $м^3 / с$ ; количество выброшенных вредных веществ в атмосферу  $E$ ,  $кг / м^3$ ; кинематическая вязкость топлива  $\nu$ ,  $м^2 / с$ .

При достижении максимального значения критерия будет обеспечиваться максимальный крутящий момент на валу дизеля  $M_{кр}$  при минимальном объемном расходе топлива  $G_V$ , минимальные выбросы вредных веществ в окружающую среду  $E$  и минимальная вязкость топлива  $\nu$ , которая влияет на прокачиваемость через фильтр тонкой очистки, а, следовательно, и на надежность топливной системы.

Подставив в критерий вместо физических величин их размерность, получаем, что критерий  $K_{opt}$  безразмерный.

Как следует из приведенных рассуждений, полученный критерий  $K_{opt}$  соответствует физическому смыслу исследуемого процесса и может выступать в качестве количественной величины (меры), как критерий оптимизации при выборе смесевых видов топлива для эксплуатации средств транспорта и расширении их топливной базы.

Выполним дифференцированную оценку степени влияния факторов, которые входят в выражение (1).

Зависимости изменения крутящего момента и объемного расхода топлива при изменении объемной доли содержания этиловых эфиров в дизельном топливе представлены на рис. 1. Зависимости получены экспериментально, при испытании дизеля Д-243 на стенде.

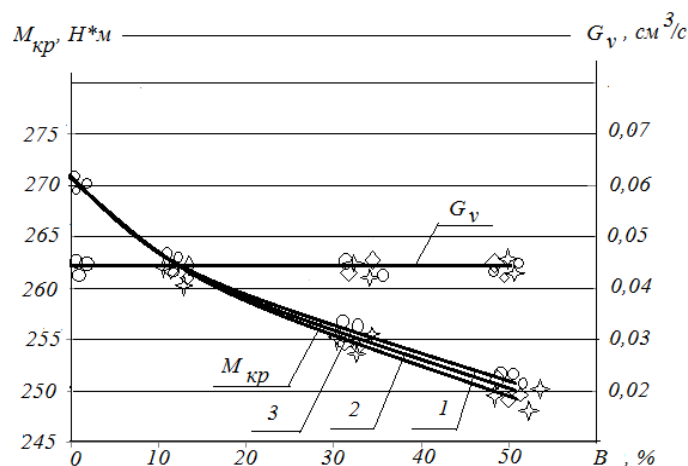


Рис. 1 – Зависимости изменения крутящего момента и объемного расхода топлива от процентного содержания этиловых эфиров в дизельном топливе  
1 – этиловые эфиры рапсового масла (ЭЭРМ); 2 – этиловые эфиры подсолнечного масла (ЭЭПМ); 3 – этиловые эфиры соевого масла (ЭЭСМ)

Как следует из представленных зависимостей, с увеличением содержания этиловых эфиров растительных масел в дизельном топливе крутящий момент уменьшается, например,

при B50 снижается на 7,7...8,4%. При этом снижение на 7,7% относится к этиловым эфирам рапсового масла (ЭЭРМ), а 8,4% к этиловым эфирам соевого масла (ЭЭСМ).

Объемная подача топлива секциями топливного насоса не изменяется и остается постоянной для всех смесевых составов топлива.

Зависимость изменения выброса вредных веществ в атмосферу и кинематической вязкости смесевых топлив при изменении объемной доли содержания этиловых эфиров растительных масел в дизельном топливе представлены на рис. 2.

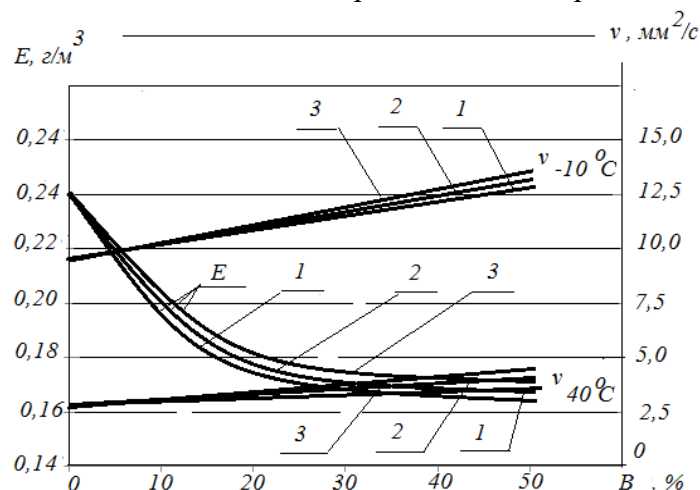


Рис. 2 – Зависимости изменения суммарного выброса вредных веществ в атмосферу и кинематической вязкости смесевых составов от процентного содержания этиловых эфиров в дизельном топливе  
 1 – ЭЭРМ; 2 – ЭЭПМ; 3 – ЭЭСМ

Зависимости изменения кинематической вязкости смесевых топлив получены теоретически и представлены для двух температур для периода летней эксплуатации  $T = +40^{\circ}\text{C}$  и периода зимней эксплуатации  $T = -10^{\circ}\text{C}$ .

Из анализа представленных зависимостей на рис. 1 и рис.2 можно сделать выводы, что обобщенная кривая критерия оптимизации, который представлен зависимостью (1), будет иметь два оптимума.

Расчетные зависимости изменения критерия  $K_{opt}$  для различных смесевых топлив B10-B50 представлены на рис. 3.

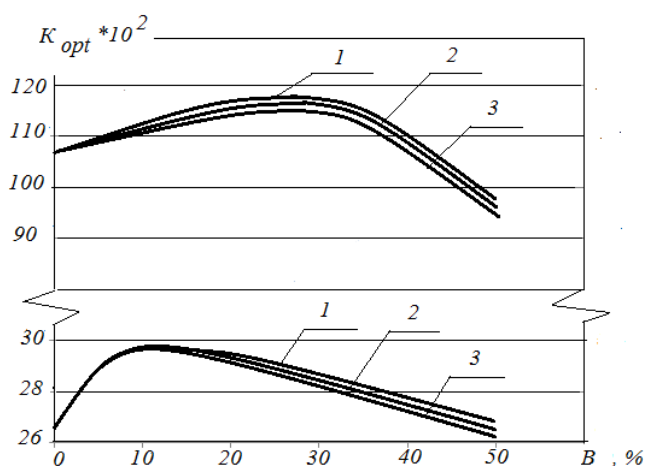


Рис. 3 – Зависимости изменения критерия оптимизации от содержания этиловых эфиров в дизельном топливе  
 1 – ЭЭРМ; 2 – ЭЭПМ; 3 – ЭЭСМ

Анализируя представленные зависимости, можно сделать вывод, что для периода летней эксплуатации, когда вязкость смесевых топлив находится в пределах

$\nu = 2.62 \dots 3.48 \text{ мм}^2 / \text{с}$ , максимальное значение  $K_{opt} = 11861$  и соответствует смесевому составу В30. Для В10  $K_{opt} = 11238$ , а для В50  $K_{opt} = 9724$ .

Для периода зимней эксплуатации, когда вязкость смесевое топлива находится в пределах  $\nu = 9,52 \dots 12,72 \text{ мм}^2 / \text{с}$ , максимальное значение  $K_{opt} = 2966$  соответствует значению В10. При этом, для смесевое топлива В30  $K_{opt} = 2866$ , а для В50  $K_{opt} = 2690$ .

Большая разница в значениях  $K_{opt}$  объясняется большим отличием кинематической вязкости при температурах  $T = -10^\circ\text{C}$  и  $T = +40^\circ\text{C}$ . Высокие значения вязкости будут снижать фильтруемость топлива через фильтры тонкой очистки.

Анализируя зависимости, представленные на рис. 3, можно утверждать:

- для летнего периода эксплуатации необходимо применять смесевые топлива не более 30% этиловых эфиров растительных масел;
- для зимнего периода эксплуатации необходимо применять смесевые топлива, содержащие не более 10% этиловых эфиров растительных масел.

Для подтверждения установленных зависимостей и показателей проведены эксплуатационные испытания автомобиля ЗиЛ 5301 “Бычок” по магистральному и городскому ездовому циклам.

Согласно ГОСТ 20306-90 [7] для грузовых автомобилей полной массой свыше 3,5 т в качестве программы испытаний применяется магистральный ездовой цикл на дороге. Номера операций при выполнении такого цикла, последовательность операций и отметка пути в метрах представлено на рис.4.

Последовательность операций и их номера, а также отметка пути начала и завершения операций городского цикла на дороге для автотранспортных средств свыше 3,5 т, представлена на рис.5.

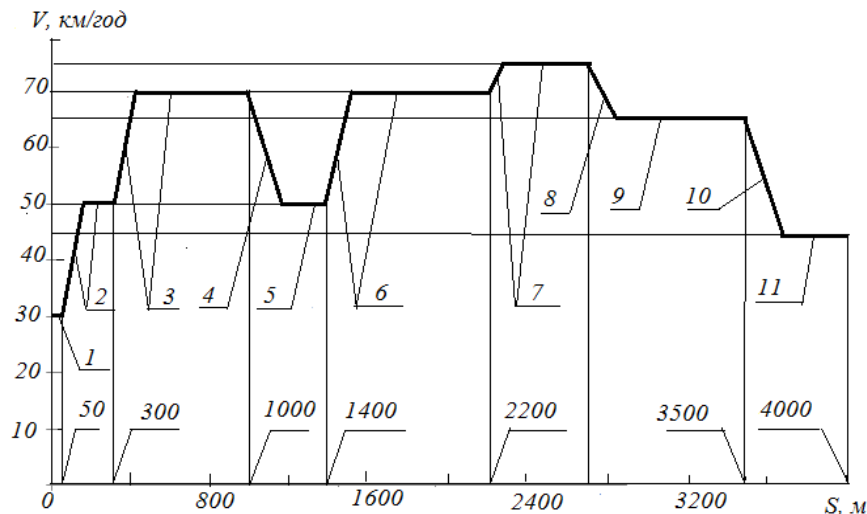


Рис. 4 – Схема магистрального цикла на дороге для грузовых автомобилей полной массой свыше 3,5 т:  
 1 – движение со скоростью 30 км/ч; 2 – разгон до скорости 50 км/ч и движение с этой скоростью; 3 – разгон до скорости 70 км/ч и движение с этой скоростью; 4 – замедление двигателем до скорости 50 км/ч; 5 – движение со скоростью 50 км/ч; 6 – разгон до скорости 70 км/ч и движение с этой скоростью; 7 – разгон до скорости 75 км/ч и движение с этой скоростью; 8 – замедление двигателем до скорости 65 км/ч; 9 – движение со скоростью 65 км/ч; 10 – замедление двигателем до скорости 45 км/ч; 11 – движение со скоростью 45 км/ч

По измеренным значениям времени прохождения циклов  $t, \text{с}$  и объемного расхода топлива  $Q_v, \text{см}^3$ , согласно ГОСТ 20306-90 рассчитывались следующие показатели:

- средняя скорость движения автотранспортного средства:

$$V_{cp} = \frac{3,6 \cdot S}{t_{cp}} \quad (2)$$

– средний расход топлива:

$$Q_{cp} = \frac{1000 \cdot Q_{Vcc}}{S}, \text{ л/100км} \quad (3)$$

где  $S$  – длина измерительного участка, равная 4000 м;  $t_{cp}$  – среднее время, затраченное на проезд измерительного участка, с;  $Q_{Vcc}$  – средний объемный расход топлива, измеренный расходомером за испытательный цикл,  $\text{см}^3$ .

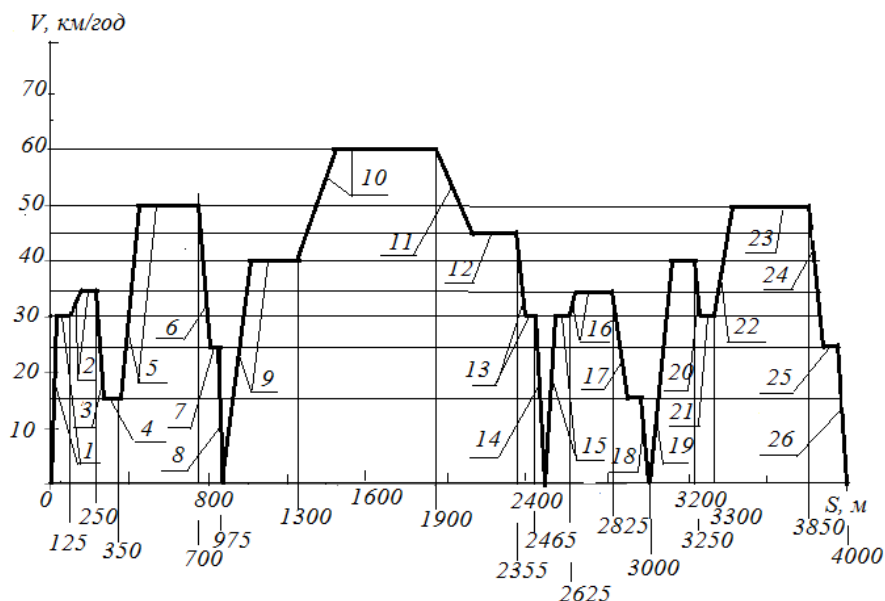


Рис. 5 – Схема городского цикла на дороге для грузовых автомобилей полной массой свыше 3,5 т:

1 – разгон до скорости 30 км/ч и движение до отметки 125 м; 2 – разгон до скорости 35 км/ч и движение до отметки 250 м; 3 – торможение до скорости 15 км/ч; 4 – движение с постоянной скоростью 15 км/ч до отметки 350 м; 5 – разгон до скорости 50 км/ч и движение до отметки 700 м; 6 – замедление двигателем до скорости 25 км/ч; 7 – движение со скоростью 25 км/ч до отметки 975 м; 8 – торможение до полной остановки, работа на холостом ходу 15 с; 9 – разгон до скорости 40 км/ч и движение до отметки 1300 м; 10 – разгон до скорости 60 км/ч и движение до отметки 1900 м; 11 – замедление двигателем до скорости 45 км/ч; 12 – движение со скоростью 45 км/ч до отметки 2355 м; 13 – торможение до скорости 30 км/ч до отметки 2465 м; 14 – торможение до полной остановки, работа на холостом ходу 15 с; 15 – разгон до скорости 30 км/ч и движение до отметки 2625 м; 16 – разгон до скорости 35 км/ч и движение до отметки 2825 м; 17 – замедление двигателем до скорости 15 км/ч; 18 – торможение до полной остановки, работа на холостом ходу 15 с; 19 – разгон до скорости 40 км/ч и движение до отметки 3250 м; 20 – торможение до скорости 30 км/ч; 21 – движение со скоростью 30 км/ч до отметки 3300 м; 22 – разгон до скорости 50 км/ч; 23 – движение со скоростью 50 км/ч до отметки 3850 м; 24 – торможение до скорости 25 км/ч; 25 – движение со скоростью 25 км/ч до отметки 3975 м; 26 – торможение до полной остановки на отметке 4000 м. После полной остановки выключение измерительных приборов.

На основании полученных результатов эксплуатационных испытаний по магистральному и городскому циклу на дороге в летний и зимний периоды эксплуатации, были построены закономерности изменения расхода топлива  $Q_{cp}$ , л/100 км в зависимости от массы перевозимого груза и типа смесевых топлив.

Зависимости изменения среднего расхода топлива по магистральному ездовому циклу в летний период эксплуатации от массы груза и типа топлива, представлены на рис. 6.

Из анализа результатов можно сделать следующие выводы. Применение смесового топлива 70% ДТ (Л) + 30% ЭЭРМ увеличивают расход топлива автомобиля на 7,05-7,1%. При этом величина 7,05% соответствует пробегу автомобиля без груза ( $m=0$ ), а

величины 7,1% - пробега с грузом ( $m=3000$  кг). Коэффициент вариации измеряемой величины расхода топлива составил  $\nu_Q=0,04...0,046$ . Это позволяет сделать вывод, что ошибка измерений находится в пределах 4,0...4,6%.

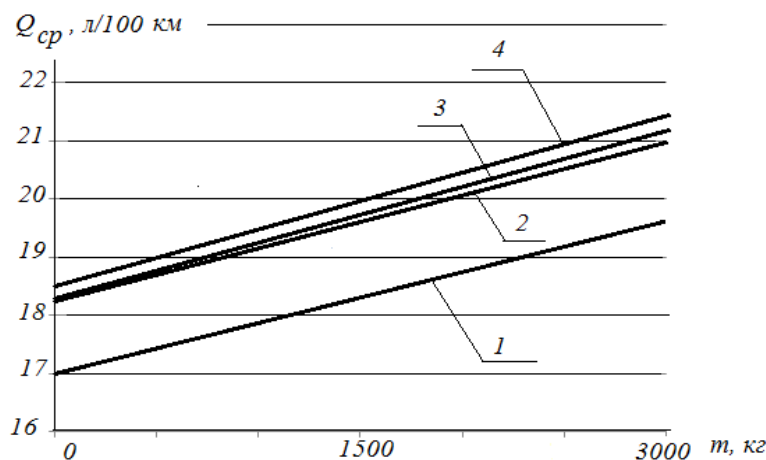


Рис. 6 – Зависимости изменения среднего расхода топлива по магистральному ездовому циклу в летний период эксплуатации от массы груза и типа топлива

1 – ДТ(Л); 2 – 70%ДТ(Л) + 30%ЭЭРМ; 3 – 70%ДТ(Л) + 30%ЭЭПМ; 4 – 70%ДТ(Л) + 30%ЭЭСМ

Полученный результат увеличения расхода топлива, равный 7,1% совпадает с результатами стендовых испытаний [8], где увеличение удельного расхода топлива при применении 70% ДТ(Л) + 30% ЭЭРМ соответствует 7,52%.

При применении смешанного топлива 70% ДТ(Л) + 30% ЭЭПМ, процент увеличения расхода топлива  $Q_{cp}$ , л/100км составляет 7,05...7,65%. Стендовые испытания показали увеличение удельного расхода топлива на 7,59%.

При применении смешанного топлива 70% ДТ(Л) + 30% ЭЭСМ, процент увеличения выше и соответствует 8,23...8,67%. Однако данная величина совпадает со значениями, полученными во время стендовых испытаний, которые составили 8,11%.

Увеличение массы перевозимого груза приводит к увеличению расхода смешанного топлива и увеличению ошибки определения  $Q_{\bar{n}d}$ , при этом коэффициент вариации не превышает значения  $\nu = 0,046$ .

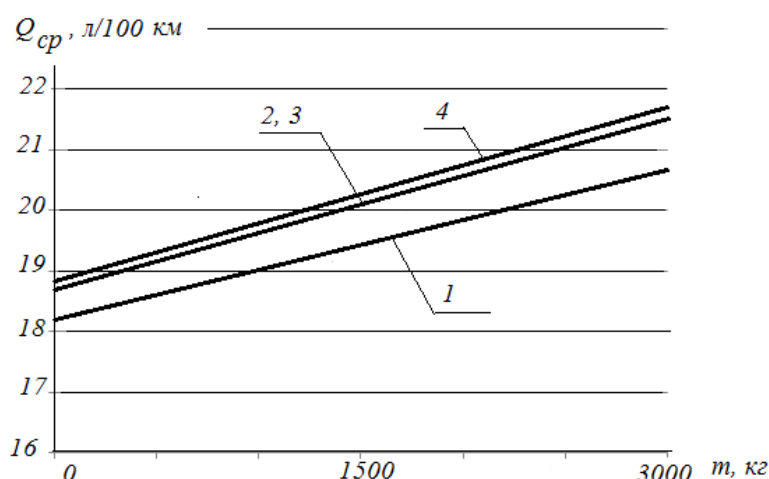


Рис. 7 – Зависимости изменения среднего расхода топлива по магистральному ездовому циклу в зимний период эксплуатации от массы груза и типа топлива

1 – ДТ(З); 2 – 70%ДТ(З) + 30%ЭЭРМ; 3 – 70%ДТ(З) + 30%ЭЭПМ; 4 – 70%ДТ(З) + 30%ЭЭСМ



Зависимости изменения среднего расхода топлива по магистральному ездовому циклу в зимний период эксплуатации от массы груза и типа топлива, представлены на рис. 7.

Как следует из представленных результатов процент увеличения расхода топлива  $Q_{cp}$ , л/100км для различных типов смесевых топлив, по сравнению с дизельным топливом ДТ(З), составляет:

- 90% ДТ(З) + 10% ЭЭРМ,  $\varepsilon = 3,31...3,86\%$  ;
- 90% ДТ(З) + 10% ЭЭПМ,  $\varepsilon = 3,31...3,86\%$  ;
- 90% ДТ(З) + 10% ЭЭСМ,  $\varepsilon = 3,86...4,34\%$  .

При этом коэффициент вариации находится в пределах 0,038...0,049. Большая величина соответствует смесевому топливу, которое содержит этиловые эфиры соевого масла.

Полученные результаты совпадают с результатами стендовых испытаний, согласно которым процент увеличения удельного расхода топлива при применении 10% этиловых эфиров различных масел составляет 3,65...4,2%, что совпадает с полученными результатами в процессе выполнения ездовых циклов.

Зависимости изменения среднего расхода топлива по городскому ездовому циклу в летний период эксплуатации от массы груза и типа топлива, представлены на рис. 8.

Анализ полученных результатов позволяет сделать выводы, что при применении смесевых топлив, в сравнении с дизельным топливом, наблюдается увеличение расхода топлива  $Q_{cp}$ , л/100км:

- 70% ДТ(Л) + 30% ЭЭРМ,  $\varepsilon = 7,1...7,24\%$  ;
- 70% ДТ(Л) + 30% ЭЭПМ,  $\varepsilon = 7,73\%$  ;
- 70% ДТ(Л) + 30% ЭЭСМ,  $\varepsilon = 8,28...8,69\%$  .

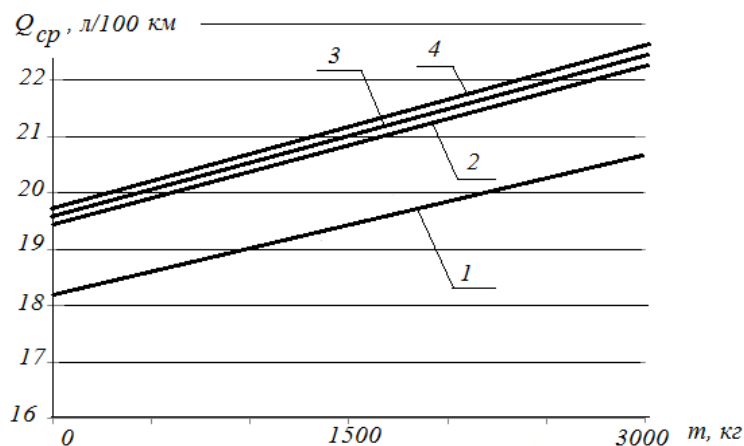


Рис. 8 – Зависимость изменения среднего расхода топлива по городскому ездовому циклу в летний период эксплуатации от массы груза и типа топлива  
 1 – ДТ(Л); 2 – 70%ДТ(Л) + 30%ЭЭРМ; 3 – 70%ДТ(Л) + 30%ЭЭПМ; 4 – 70%ДТ(Л) + 30%ЭЭСМ

При этом, коэффициент вариации значений  $Q_{cp}$ , находится в пределах 0,043...0,048 для смесового топлива, содержащего 30% ЭЭСМ. Большие значения соответствуют ездовым циклам с массой груза  $m = 3000$  кг, а меньше значение для порожнего движения автомобиля ( $m = 0$ ).

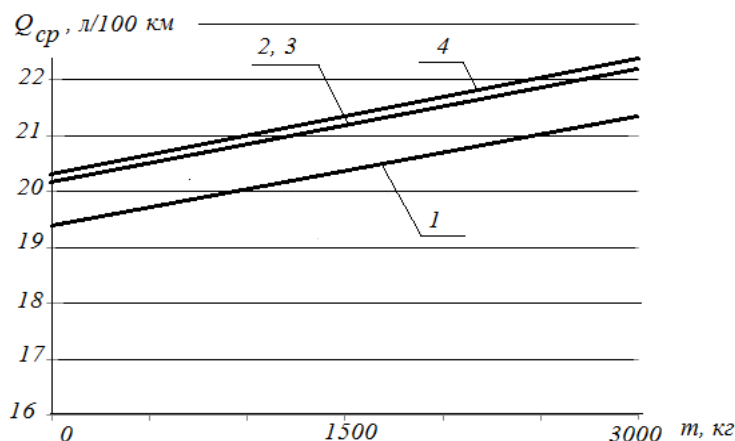


Рис. 9 – Зависимость изменения среднего расхода топлива по городскому ездовому циклу в зимний период эксплуатации от массы груза и типа топлива  
1 – ДТ(З); 2 – 70%ДТ(З) + 30%ЭЭРМ; 3 – 70%ДТ(З) + 30%ЭЭПМ; 4 – 70%ДТ(З) + 30%ЭЭСМ

Зависимость изменения среднего расхода топлива по городскому ездовому циклу в зимний период эксплуатации от массы груза и типа топлива, представлены на рис. 9.

Сравнивая результаты испытаний по магистральному и городскому циклам на дороге в летний и зимний периоды эксплуатации, необходимо отметить увеличение расхода топлива. При этом минимальные значения относятся к топливу, содержащему ЭЭРМ, а максимальные значения к топливу, содержащему ЭЭСМ.

Зависимости аппроксимированы с помощью метода наименьших квадратов по экспериментальным данным. Общее уравнение, которое характерно для всех типов топлива и периодов эксплуатации (зимний и летний), а также условий эксплуатации (магистральный или городской цикл), имеет вид:

$$Q_{ср} = a + 9,35 \cdot 10^{-4} \cdot m, \text{ л/100 км} \quad (4)$$

где  $a$  – безразмерный коэффициент, который зависит от типа топлива, периода и условий эксплуатации;  $m$  – масса перевозимого груза, кг.

Уравнение было проверено на адекватность по критерию Фишера и соответствует экспериментальным данным с доверительной вероятностью 0,95.

Для определения расхода топлива во время эксплуатации, с целью разработки нормативных условий, необходимо знать значения безразмерных коэффициентов  $a$ . Физический смысл коэффициента  $a$  – это расход топлива транспортным средством при поездке без груза, т.е.  $m = 0$ .

В таблице 1 приведены значения коэффициента  $a$ , которые получены экспериментально.

Таблица 1

Значения регрессионных коэффициентов  $a$  для различных условий эксплуатации

Тип топлива	Значение коэффициента $a$			
	Магистральный цикл (лето)	Магистральный цикл (зима)	Городской цикл (лето)	Городской цикл (зима)
ДТ	17,0	18,1	18,1	19,4
ДТ + ЭЭРМ	18,2	18,7	19,4	20,1
ДТ + ЭЭПМ	18,2	18,7	19,5	20,1
ДТ + ЭЭСМ	18,4	18,8	19,6	20,2

Применение регрессионного уравнения позволяет сделать прогноз по расходу топлива автомобилем ЗиЛ 5301 “Бычок” в зависимости от различных условий эксплуатации. Данный механизм расчета позволит планировать и нормировать расход топлива в

автопредприятиях при применении смесевых топлив на базе этиловых эфиров растительных масел.

### Выводы

1. На основании безразмерного критерия оптимизации смесового состава биотоплива для эксплуатации средств транспорта установлено оптимальное содержание этиловых эфиров растительных масел в дизельном топливе, которое для летнего периода эксплуатации не превышает 30% этиловых эфиров, а для зимней эксплуатации не более 10%.

2. Выполнена оценка топливной экономичности автомобиля ЗиЛ 5301 "Бычок" при эксплуатации на оптимальных смесевых составах топлива по магистральному и городскому ездовому циклам. Установлено, что при эксплуатации автомобиля на магистральных дорогах, а асфальтным покрытием в летний период эксплуатации на смесевом топливе, содержащем 30% этиловых эфиров, расход топлива увеличивается по сравнению с дизельным топливом на 7,05...8,67%. Меньшее значение относится к ЭЭРМ, а большее к ЭЭСМ. Для зимнего периода эксплуатации, когда смесевое топливо содержит 10% этиловых эфиров, расход топлива увеличивается на 3,31...4,34%.

3. Получены зависимости среднего расхода топлива автомобиля от массы перевозимого груза и типа смесового топлива для зимнего и летнего периода эксплуатации, которые аппроксимированы общим регрессионным уравнением. Уравнение позволяет выполнить прогноз расхода топлива автомобилем при применении смесевых топлив на базе этиловых эфиров, а также разработать нормативные показатели по расходу смесевых топлив для зимнего и летнего периода эксплуатации, что является практической значимостью данной работы.

### Литература:

1. ДСТУ 6081:2009 «Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги».
2. Звонов В.А. Исследование эффективности применения в дизельных двигателях топливных смесей и биотоплив / В.А. Звонов, А.В. Козлов, А.С. Теренченко. – Российский химический журнал. – 2008. – Т. LII. – № 6. – С. 147.
3. ДСТУ 7688:2015 Паливо дизельне Євро. Технічні умови.
4. Банников Н. Г. Характеристики сгорания метиловых эфиров жирных кислот в дизельном двигателе /Н. Г. Банников // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 5-6. – С. 70-76.
5. Müller-Langer F. Benchmarking biofuels – a comparison of technical, economic and environmental indicators /Franziska Müller-Langer, Stefan Majer, and Sinéad O’Keeffe //
6. Energy, Sustainability and Society. – 2014, 4:20. – Access mode: <http://www.energysustainsoc.com/content/4/1/20>; doi:10.1186/s13705-014-0020-x
7. Карнаух Н.В. Теоретические исследования надежности топливной системы дизелей средств транспорта при расширении топливной базы // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. ХНТУСГ, 2016, №4. С. 252-265.
8. ГОСТ 20306-90 Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.
9. Карнаух, М. В. Оцінка показників паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів дизеля при використанні етилових ефірів / Карнаух М. В – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: збірник наукових трудов, Проблеми технічної експлуатації машин / ХНТУСГ. – Х.: Вип. 109. – С.178-185.

## Summary

**Karnaukh M.V., Vojtov V.A.** Operating tests of a vehicle on the mixture composition of biodiesel fuel on the main and urban driving cycles

*A dimensionless criterion for optimizing the mixture composition of biofuels for the operation of transport vehicles has been obtained. The estimation of fuel efficiency of the ZIL 5301 "Bychok" car at its operation on the optimal mixture mixtures of fuel on the main and urban driving cycles is carried out. The dependences of the average fuel consumption of the car on the mass of the cargo being transported and the type of mixed fuel for the winter and summer operation periods are obtained.*

**Keywords:** operation, biodiesel, ethyl esters, driving cycles, fuel consumption, regression equations, mixture composition, optimization criterion.

## References

1. DSTU 6081:2009 «Palivo motorne. Efiri metilovi zhirnih kislot oliv i zhiriv dlya dizel'nih dviguniv. Tekhnichni vimogi».
2. Zvonov V.A. Issledovanie ehffektivnosti primeneniya v dizel'nyh dvigatelyah toplivnyh smesey i biotopliv / V.A. Zvonov, A.V. Kozlov, A.S. Terenchenko. – Rossijskij himicheskij zhurnal. – 2008. – T. LII. – № 6. – S. 147.
3. DSTU 7688:2015 Palivo dizel'ne Ćvro. Tekhnichni umovi.
4. Bannikov N. G. Harakteristiki sgoraniya metilovyh ehfirov zhirnyh kislot v dizel'nom dvigatele /N. G. Bannikov // Problemy mashinostroeniya. - 2012. - T. 15, № 5-6. - S. 70-76.
5. Müller-Langer F. Benchmarking biofuels – a comparison of technical, economic and environmental indicators /Franziska Müller-Langer, Stefan Majer, and Sinéad O'Keeffe //
6. Energy, Sustainability and Society. – 2014, 4:20. – Access mode: <http://www.energysustainsoc.com/content/4/1/20>; doi:10.1186/s13705-014-0020-x
7. Karnauh N.V. Teoreticheskie issledovaniya nadezhnosti toplivnoj sistemy dizelej sredstv transporta pri rasshirenii toplivnoj bazy // Tekhnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. HNTUSG, 2016, №4. S. 252-265.
8. GOST 20306-90 Avtotransportnye sredstva. Toplivnaya ehkonomichnost'. Metody ispytanij.
9. Karnauh, M. V. Ocinka pokaznikov palivnoї ekonomichnosti i toksichnosti vidprac'ovanih gaziv dizelya pri vikoristanni etilovih efiriv / Karnauh M. V. - S.178-185. - Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka: sbornik nauchnyh trudov, Vip. 109. Problemi tekhnichnoї ekspluatacii mashin / HNTUSG. - H.

Паславський В.Р.

Львівський національний  
аграрний університет,  
м. Львів, Україна

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО  
ЦИКЛУ МАЛОГАБАРИТНОГО ШНЕКОВОГО  
ОЛІЙНОГО ПРЕСУ

УДК 664.7.05; 621.979

*Враховуючи конструктивні особливості малогабаритних шнекових пресів, запропоновано методику розрахунку тиску в зоні відокремлення олії та каналах запірної частини. Це дає змогу теоретично обґрунтувати геометричні параметри та режими роботи шнекового преса, які усувають можливість закупорювання макухи у запірній частині, або її виходу із значним вмістом олії.*

**Ключові слова:** шнековий прес, тиск, геометричні розміри, запірна частина, макуха.

**Постановка проблеми.** У сучасних шнекових олійних пресах застосовуються різні конструктивні рішення для забезпечення їх ефективної роботи. В методиках обґрунтування параметрів основну увагу приділено розрахунку робочого тиску пресування, що залежить від геометричних параметрів шнекового вала та запірної частини. Також значну увагу приділено визначенню енергетичних затрат на переробку одиниці маси насіння олійних культур або безпосередньо отримання олії.

Застосовуючи різні методи розрахунку параметрів шнекового пресу потрібно враховувати умови збереження якісних показників олії. Теоретичні дослідження робочого циклу шнекового олійного пресу не враховують можливості зменшення внутрішніх опорів завдяки застосування конструктивних змін. Тому доцільно продовжити удосконалення методів теоретичного обґрунтувати параметри малогабаритних шнекових олійних пресів для досягнення їх високої ефективності за малих затрат енергії та отримання високоякісного продукту.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В теоретичних дослідженнях Ю.П. Кудріна, В.А. Маслікова, А.Ю. Толчинського, Т.А. Дідика вважається, що робочий тиск процесу пресування є основним технологічним чинником, який впливає на якісні та кількісні показники роботи шнекового преса. Величина тиску залежить від форми гвинтового каналу шнекового вала, його геометричних особливостей [1, 2]. Запропоновано вираз для визначення тиску в шнековому пресі у функції кількості витків:

$$P = \frac{A}{(1 - K_i - x) \cdot B - V_o}, \quad (1)$$

де  $A$  – емпіричний коефіцієнт, що характеризує роботу процесу пресування, різний за величиною для матеріалів з різними ступенями опору пресуванню і початковими об'ємами;  $K_i$  – коефіцієнт зменшення кроку;  $B = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \lambda \cdot \frac{S_o \cdot n}{60}$ ;  $\lambda = \frac{d^2}{D^2}$ ;  $D$  – зовнішній діаметр шнекового витка;  $d$  – діаметр маточини шнекового витка;  $S_o$  – початковий крок витка;  $V_o$  – об'єм нестискуваної частини матеріалу за умови гранично можливого його ущільнення.

Цей вираз не враховує впливу запірної частини на зміну тиску. Тому в роботах [3, 4] запропоновано розподіл тиску після шнекового витка визначати з виразу:

$$P = 0.001 \left[ \frac{v_1 \varepsilon}{k(1 + \varepsilon)} + q \right] + e^{-\varepsilon} P_{x0} \sqrt{1 + \xi^2}. \quad (2)$$

Всі параметри, що входять у вираз, мають конкретне значення в будь-якій точці після витка. Тобто йде мова про закон зміни загального тиску після останнього витка шнекового вала. Розглянутий вираз не дозволяє розрахувати залежність зміни тиску вздовж всього шнекового вала.

У теоретичних дослідженнях [5] представлено вираз для визначення максимального тиску, на який впливає частота обертання шнекового вала, площа отворів для відведення макухи, а також об'єм витків шнекового вала:

$$P_{\max} = \frac{\rho_m V_1^2 \omega^2}{A_{\text{оме}} (1-f) \eta_1} \left( \frac{1}{A_{\text{оме}} \eta_1} - \frac{1}{A_k} \right), \quad (3)$$

де  $\rho_m$  – об'ємна маса макухи, кг/м<sup>3</sup>;  $V_1$  – об'єм, який займає макуха;  $\omega$  – кутова швидкість обертання шнекового вала, рад/с;  $A_{\text{оме}}$  – сумарна площа вихідних отворів, м<sup>2</sup>;  $f$  – коефіцієнт, який залежить від частоти обертання шнекового вала та коефіцієнта тертя суміші частково подрібненого насіння та відтисненої олії;  $\eta_1$  – коефіцієнт, який характеризує нерівномірність використання площі вихідних отворів;  $A_k$  – площа перерізу прикінцевої камери, м<sup>2</sup>. У розглянутій методиці розрахунку враховано геометричні особливості гвинтового каналу, які створюють суттєвий вплив на основні складові переробки олієвмісної сировини, зокрема, на продуктивність, вихід олії та енергетичні показники. Однак враховуючи запропоновані конструктивні удосконалення [6] потрібно внести відповідні зміни у методику розрахунку параметрів малогабаритного шнекового преса.

**Мета досліджень.** Враховуючи геометричні параметри шнека записати диференціальні рівняння руху олійної сировини по гвинтовому каналі та макухи по каналу запірної частини для обґрунтування параметрів малогабаритних шнекових олійних пресів.

**Виклад основного матеріалу.** Робочий цикл кожного з малогабаритних шнекових олійних пресів містить такі етапи:

перший – стискання і подрібнення у робочій камері олійної сировини (насіння або ж макухи при повторному пресуванні) з одночасним відтисканням олії;

другий – формування потоку макухи у вхідному кільцевому каналі;

третій – переміщення частини потоку макухи в кільцевому вихідному каналі.

Перший етап робочого циклу преса – стискання і подрібнення олійної сировини з одночасним відтисканням олії – реалізується у робочій камері (рис. 1), утвореній гвинтовим міжвитковим каналом шнека й циліндричною робочою поверхнею діаметром  $d_1$ , утвореною внутрішньою поверхнею робочого циліндра, дещо подовженою циліндричною поверхнею такого ж діаметра  $d_1$  завантажувальної частини корпусу. Зовнішній діаметр шнека становить  $D_{\text{ш}}$  й, нехтуючи зазором між кромками витків шнека та циліндричною робочою поверхнею, вважаємо  $D_{\text{ш}} = d_1$ .

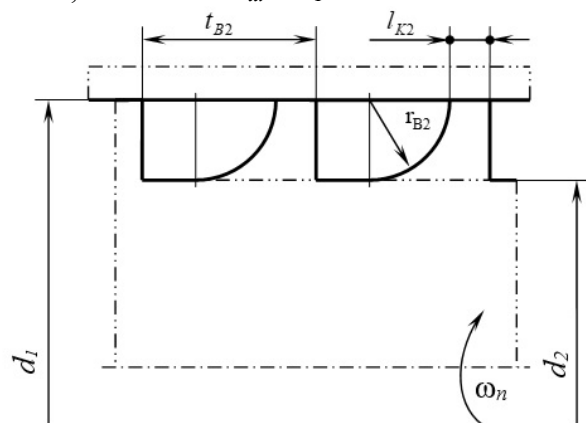


Рис. 1 – Схема для розрахунку першого етапу робочого циклу малогабаритного преса – стискання і подрібнення олійної сировини з одночасним відтисканням олії (переміщення олійної сировини в робочій камері)

Крок витків шнека  $t_{B2}$  (рис. 1), а товщина вершин кромки витків  $l_{K2}$ . Гвинтовий міжвитковий канал шнека утворений тильною стінкою витка висотою, циліндричною поверхнею впадин діаметром  $d_2$ , а також робочою циліндричною поверхнею витка

радіусом  $r_{B2}$ . Обертається шнек, якщо дивитись з його носової (передньої) частини, проти годинникової стрілки з кутовою швидкістю  $\omega_n$ . Поверхня міжвиткового гвинтового каналу шнека полірована і коефіцієнт тертя по ній олійної сировини (насіння чи макухи) становить  $f$ . Коефіцієнт тертя  $f$  встановлюється експериментально для різних видів сировини.

Будемо вважати що робоче тіло займає весь канал шнека. Двома близькими площинами, що проходять через вісь шнека, виділимо з робочого тіла елементарний об'єм, рис. 2.

Знайдемо характерні площі цього об'єму:

– площа поперечного перерізу

$$A_n = h \cdot r_{B2} + \frac{\pi \cdot r_{B2}^2}{4}; \quad (4)$$

– площа контакту цього об'єму нерухомою циліндричною поверхнею

$$A_1 = ds \cdot (h + r_{B2}) = ds \cdot (t_{B2} - l_{K2}), \quad (5)$$

де  $t_{B2}$  – крок витків шнека;  $r_{B2} = \frac{d_1 - d_2}{2}$  радіус заокруглення та висота витка шнека;

$l_{K2}$  – товщина кромок вершин шнека;  $h = t_{B2} - l_{K2} - r_{B2}$ ;

– площа контакту елементарного об'єму з поверхнею шнека

$$A_2 = \frac{d_1^2 - d_2^2}{8} \cdot d\gamma + \frac{d_2}{2} \cdot d\gamma \cdot h + \int_0^{\frac{\pi}{2}} r_{B2} \cdot d\alpha \cdot \left( \frac{d_1}{2} - r_{B2} \cdot \sin \alpha \right) \cdot d\gamma$$

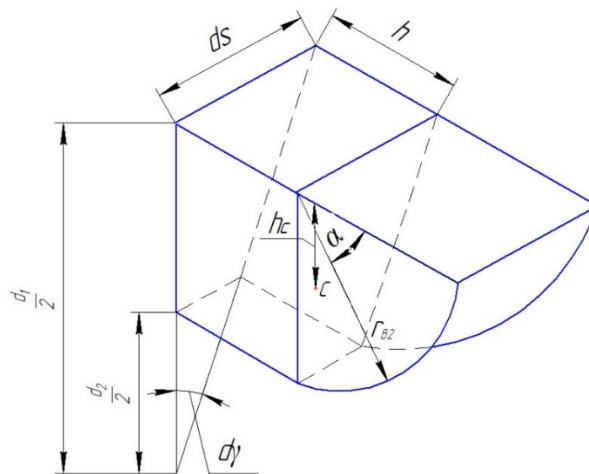


Рис. 2 – Схема елементарного об'єму

Після інтегрування отримаємо:

$$A_2 = \left( \frac{d_1^2 - d_2^2}{8} + r_{B2} \cdot \left( \frac{\pi d_1}{4} - r_{B2} \right) \right) \cdot \frac{2d_s}{d_1}, \quad (6)$$

де  $d\gamma = \frac{2d_s}{d_1}$ .

Знайдемо положення центру ваги площі поперечного перерізу  $A_n$

$$h_c = \frac{h \cdot r_{B2} \cdot \frac{r_{B2}}{2} + \frac{\pi \cdot r_{B2}}{4} \cdot \frac{2}{3} r_{B2} \cdot \frac{\sin 45}{\frac{\pi}{4}} \cdot \cos 45}{A_p} = \frac{r_{B2}^2 \left( \frac{h}{2} + \frac{r_{B2}}{3} \right)}{A_n}. \quad (7)$$

Виділимо в каналі шнека елементарний об'єм масою  $dm = \rho A_n ds$ , де  $\rho$  – змінюється в процесі руху сировини. На виділений об'єм під час руху діють сили зчеплення, сили тертя та сили тиску (рис. 3).

Запишемо диференціальне рівняння руху виділеної елементарної маси:

$$\frac{d(\rho A_n ds \cdot U)}{dt} = P A_n - (P + dP) \cdot A_n + F_{34} \cdot ds (t_{B2} - l_{B2}) - F_T \cdot ds \left( \frac{\pi r_{B2}}{2} + t_{B2} - l_{B2} \right). \quad (8)$$

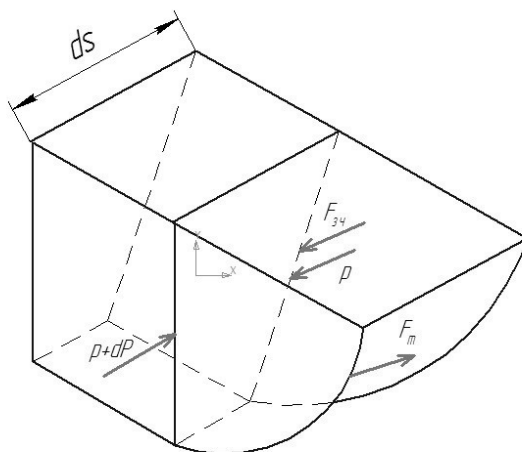


Рис. 3 – Схема дії сил на виділений елемент

Вважаємо, що тиск передається і на площу контакту сировини зі стінкою шнека, і на поверхню циліндра, а тому сили зчеплення і сили тертя, що діють на одиницю площі, можна записати так:

$$F_T = f \cdot P; F_{34} = \left( \varphi_0 + K_\varphi \frac{x}{L_1} \right) P, \quad (9)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя сировини до поверхні шнека;  $\varphi_0 + K_\varphi \frac{x}{L_1}$  – змінний коефіцієнт зчеплення;  $L_1$  – довжина шнека;  $0 \leq x \leq L_1$ ;  $U$  – швидкість елементарної маси.

Після деяких спрощень рівняння (8) матиме вигляд:

$$\frac{d(\rho U)}{dt} = -\frac{dP}{ds} + P b(x), \quad (10)$$

$$\text{де } b(x) = \frac{\left( \varphi_0 + K_\varphi \frac{x}{L_1} \right) (t_{B2} - l_{K2}) - f \left( \frac{\pi r}{2} + t_{B2} - l_{K2} \right)}{A_n}.$$

Оскільки  $ds = \frac{dx}{\sin \alpha}$ ;  $\frac{d(\rho u)}{dt} = \frac{d(\rho u)}{dx} \frac{dx}{dt} = U \frac{d(\rho u)}{dx}$ , то рівняння (10) можна записати так:

$$U \frac{d(\rho U)}{dx} = P b(x) - \sin \alpha \frac{dP}{dx}, \quad (11)$$

де  $\alpha$  – кут підйому витків шнека.



Сировина складається з двох компонентів: макухи, яка має початкову густину  $\rho_{10}$  і займає початковий об'єм  $V_{10}$ , та оливи, що має початкову густину  $\rho_2$  та займає початковий об'єм  $V_{20}$ . в процесі стискання об'єм макухи дещо зменшується, а відповідно, її густина зростає, так що маса макухи залишається постійною, тобто  $\rho_1 V_1 = \rho_{10} V_{10} = const$ . А об'єм оливи і, відповідно, її маса зменшуються внаслідок відтискання і витікання оливи. Вважаємо, що зміну об'ємів макухи та оливи, залежно від тиску можна обчислювати за формулами;

$$V_1 = V_{10} \left( \frac{V_{1k}}{V_{10}} + \left( 1 - \frac{V_{1k}}{V_{10}} \right) e^{-K_2 \frac{P-P_a}{P_a}} \right), \quad (12)$$

$$V_2 = V_{20} \left( \frac{V_{2k}}{V_{20}} + \left( 1 - \frac{V_{2k}}{V_{20}} \right) e^{-K_2 \frac{P-P_a}{P_a} \cdot \frac{x-x_0}{x_0} H(P-P_0)} \right),$$

де  $V_{1k}$   $V_{2k}$  – значення об'ємів макухи і оливи при дуже великому тиску;  $P_a$  – атмосферний тиск;  $P_0$  – тиск, при якому починає виділятися олива;  $x_0$  – абсциса перерізу, в якому тиск дорівнює  $P_0$ .

Функція  $H(z)$  приймає значення: 
$$H(z) = \begin{cases} 0 & z \leq 0 \\ 1 & z > 0 \end{cases}.$$

де  $k_1, k_2$  – деякі емпіричні коефіцієнти.

Густина сировини в довільний момент часу буде дорівнювати:

$$\rho = \frac{\rho_{10} V_{10} + \rho_2 V_2}{V_1 + V_2}. \quad (13)$$

Швидкість  $U$  у довільний момент часу становитиме деяку частину від максимально можливої швидкості:

$$U_{\max} = \omega r_c \operatorname{tg} \alpha. \quad (14)$$

Прийmemo, що швидкість змінюється за законом

$$U = U_{\max} \left( \frac{x}{L_1} \right)^2. \quad (15)$$

Оскільки в рівняння (10) входить похідна від густини, то знайдемо похідну від виразу (13)

$$\frac{d\rho}{dx} = \frac{(\rho_2 V_1 - \rho_{10} V_{10}) \frac{dV_2}{dx} - (\rho_{10} V_{10} - \rho_2 V_2) \frac{dV_1}{dx}}{(V_1 + V_2)^2}, \quad (16)$$

де

$$\frac{dV_1}{dx} = -\frac{V_{10} K_1}{P_a} + \left( 1 - \frac{V_{1k}}{V_{10}} \right) e^{-K_1 \frac{P-P_a}{P_a}} \cdot \frac{dP}{dx}$$

$$\frac{dV_2}{dx} = -V_{20} K_2 \left( 1 - \frac{V_{2k}}{V_{20}} \right) e^{-K_2 \frac{P-P_a}{P_a} \cdot \frac{x-x_0}{x_0} H(P-P_0)} \cdot \left( \frac{x-x_0}{x_0} \frac{1}{P_a} \frac{dP}{dx} + \frac{P-P_0}{P_a} \cdot \frac{1}{x_0} \right) H(P-P_0)$$

Для зручності зробимо ще заміну  $P = P_a \cdot y$ ;  $P_0 = P_a \cdot z_0$  і тоді диференціальне рівняння (8) матиме остаточний вигляд:

$$\sin \alpha \frac{dy}{dx} + \frac{U^2}{P_a} \frac{d\rho}{dx} = y \cdot b(x) - U\rho \frac{dU}{dx}. \quad (17)$$

Це нелінійне диференціальне рівняння служить для визначення закону розподілу тиску вздовж довжини шнека. Це рівняння аналітично розв'язати неможливо, а тому потрібно використовувати числові методи. Зокрема було використано числовий метод

Рунге-Кутта четвертого порядку точності. Цей розв'язок реалізовано у середовищі MATLAB.

На роботу шнекового преса значний вплив має формування потоку макухи у вхідному кільцевому каналі та її переміщення до вихідного кільцевого каналу.

Нехай макуха на виході з шнека в кільцевий канал має швидкість  $V_0$  і площа перерізу каналу на виході:

$$A_0 = \frac{\pi}{4}(D_3^2 - d_4^2). \quad (18)$$

Площу перерізу каналу у довільному перерізі, що знаходиться на відстані  $x$  від вхідного отвору (рис. 4.), можна обчислити за формулою:

$$A_{(x)} = \frac{\pi}{4} \left( (D_3 - 2x \operatorname{ctg} \alpha_3)^2 - (d_4 + 2x \operatorname{ctg} \alpha_4)^2 \right), \quad (19)$$

де  $D_3$ ,  $d_4$  – зовнішній і внутрішній діаметри вхідного кільцевого каналу відповідно;  $\alpha_3$  – кути між зовнішньою площиною вхідного кільцевого каналу і перпендикуляром до осі;  $\alpha_4$  – кути між внутрішньою площиною вхідного кільцевого каналу і перпендикуляром до осі.

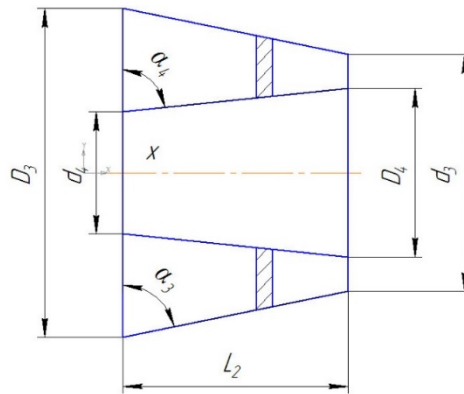


Рис. 4 – Схема вхідного кільцевого каналу

Для дослідження руху макухи у кільцевому каналі виділимо двома паралельними площинами елементарний об'єм (рис. 5) і покажемо сили, що діють на цей об'єм.

Тут  $P|x|$  – тиск, що змінюється по довжині каналу. Вважатимемо, що цей тиск передається і на стінки каналу, тобто  $N = P$  і сила тертя  $T = fN$ , ( $f$  – коефіцієнт тертя ковзання).

Запишемо для виділеного об'єму теорему про зміну кількості руху механічної системи в проекції на вісь  $Ox$ :

$$\begin{aligned} & \rho_{V_1} \cdot A(x) \cdot dt \cdot V_1 - \rho_{V_2} \left( A(x) + \frac{dA}{dx} \right) \cdot A_2 \cdot dt = \\ & = \left[ P \cdot A - \left( P + \frac{dP}{dx} dx \right) \cdot \left( A + \frac{dA}{dx} dx \right) - N \cdot \pi (D_3 - 2x \operatorname{ctg} \alpha_3) \cdot \frac{dx}{\sin \alpha_3} \cdot (\cos \alpha_3 + f \sin \alpha_3) - \right. \\ & \quad \left. - N \cdot \pi (D_4 + 2x \operatorname{ctg} \alpha_4) \cdot \frac{dx}{\sin \alpha_4} \cdot (\cos \alpha_4 + f \sin \alpha_4) \right] dt \end{aligned} \quad (20)$$

де  $dt$  – елементарна частинка;  $V_1$  – швидкість макухи на вході у виділений об'єм;  $V_2$  – швидкість макухи на виході з об'єму;  $\rho$  – густина макухи (вважаємо її сталою).

$$\frac{dA}{dx} = -\pi (D_3 - 2x \operatorname{ctg} \alpha_3) \operatorname{ctg} \alpha_3 - \pi (D_4 + 2x \operatorname{ctg} \alpha_4) \operatorname{ctg} \alpha_4$$

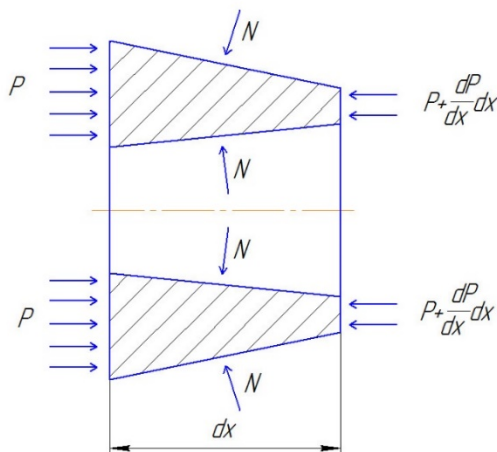


Рис. 5 – Схема дії сил на елементарний об'єм

Вважаємо, що макуха заповнює канал повністю неперервним чином, а тому об'єм речовини, що проходить через довільний переріз за одиницю часу є величина постійна, тобто:

$$V \cdot A = \text{const} = V_0 \cdot A_0,$$

$$V_1 = \frac{V_0 \cdot A_0}{A(x)}; V_2 = \frac{V_0 \cdot A_0}{A + \frac{dA}{dx} dx} \quad (21)$$

Тоді об'єм тіла, зображеного на рис. 4, буде рівним:

$$V_1 = A_n \cdot \left( \frac{d_1}{2} - h_c \right) \cdot \frac{2ds}{d_1} \quad (22)$$

Підставивши вирази  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $N = P$  у рівняння (20), після спрощень і нехтування величинами вищого порядку, одержимо диференціальне рівняння:

$$\frac{dP}{dx} = -B(x)P + \frac{\rho \cdot V_0^2 \cdot A_0^2}{A^3} - \frac{dA}{dx}, \quad (23)$$

де  $B(x) = \frac{f\pi}{A(x)} (D_3 - 2x \operatorname{ctg} \alpha_3 + d_4 + 2x \operatorname{ctg} \alpha_4)$

Розв'язок диференціального рівняння (23) будемо шукати у вигляді добутку двох функцій:

$$P(x) = u(x) \cdot q(x) \quad (24)$$

$$\frac{dP}{dx} = \frac{du}{dx} q + \frac{dq}{dx} u$$

Підставляємо рівняння (24) у (23):

$$q \left( \frac{du}{dx} + B(x) \cdot u \right) = -u \frac{dq}{dx} + \frac{\rho \cdot V_0^2 \cdot A_0^2}{A^3} \cdot \frac{dA}{dx} \quad (25)$$

Функцію  $u(x)$  знаходимо з однорідного диференціального рівняння:

$$\frac{du}{dx} + B(x) \cdot u = 0 \quad (26)$$

Розділяємо змінні та інтегруємо:

$$\int \frac{du}{u} = - \int B(x) dx,$$

або

$$\ln u = \int \frac{4f dx}{(D_3 - 2x \operatorname{ctg} \alpha_3) - (d_4 + 2x \operatorname{ctg} \alpha_4)}$$

$$\ln u = \frac{4f}{2(\operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \alpha_4)} \cdot \ln((D_3 - 2x \operatorname{ctg} \alpha_3) - (d_4 + 2x \operatorname{ctg} \alpha_4))$$

Звідси отримуємо:

$$u(x) = (D_3 - d_4 - 2x(\operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \alpha_4))^{\frac{4f}{(\operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \alpha_4)}} \quad (27)$$

Підставляємо  $u(x)$  у рівняння (25) і знаходимо функцію:

$$q(x) = \int_0^x \frac{\rho \cdot V_0^2 \cdot A_0^2 \cdot \frac{dA}{dx}}{A(x)^3 \cdot u(x)} dx + \frac{P_0}{u(0)}, \quad (28)$$

де  $P_0$  – значення тиску на вході у кільцевий канал.

Останній інтеграл обчислити аналогічно неможливо, а тому потрібно використувати числові методи. Отже, формула для обчислення тиску в довільному перетині каналу матиме наступний вигляд:

$$P(x) = P_0 \frac{u(x)}{u(0)} + u(x) \cdot \int_0^x \frac{\rho \cdot V_0^2 \cdot A_0^2 \cdot \frac{dA(z)}{dz}}{(A(z))^3 \cdot u(z)} dz \quad (29)$$

Після опрацювання математичної моделі отримано залежності зміни тиску вздовж осі преса (рис. 6).

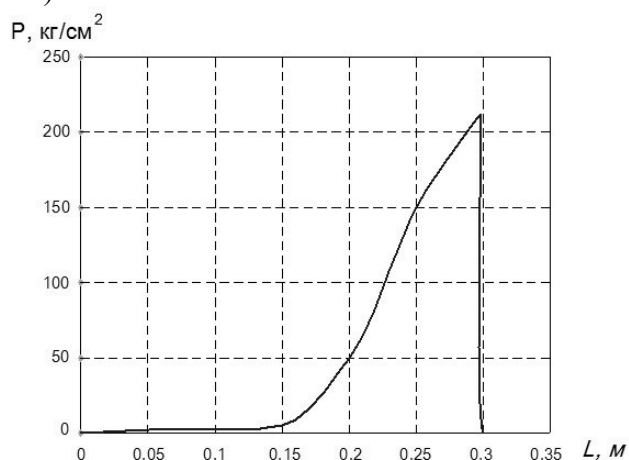


Рис. 6 – Залежність зміни тиску вздовж осі преса

**Висновок.** За результатами обрахунків зазначеної математичної моделі отримано закономірності зміни роботи шнекових олійних пресів. Значною мірою кількість отриманої олії залежить від швидкості потоку макухи, що пов'язано з геометричними параметрами та частотою обертання шнека. Із зменшенням цієї швидкості час перебування макухи у зоні максимального тиску зростає, що, в свою чергу, сприяє більшому виходу олії. Також вагомим параметром є віддаль від шнека до кінця запірної частини, оскільки пружні властивості макухи можуть спричиняти перебої у роботі преса.

### Література:

1. Кудрин Ю.П. Разработка основ теории, методов расчета и интенсификации процессов в червячных машинах отрасли производства растительных масел: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук. – Харьков, 1992. – 47 с.

2. Масликов В. А. Примеры расчетов оборудования для производства растительных масел. – М.: Пищепромиздат, 1959. – 316 с.
3. Толчинский Ю. А. Расчет отжима в шнековом маслоотжимном прессе. // Химическое машиностроение. Вестник Харьковского политехнического института. – 1979. – № 159, Вып. 9. – С. 9-12.
4. Дидык Т. А. Повышение эффективности технологического процесса и обоснование параметров шнекового пресса для экструдирования зернового материала: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук – Саратов, 2006. – 21 с.
5. Ніщенко І. О., Ковалишин С. Й, Том'юк В. В. Вплив конструктивних параметрів шнекового вала на енергетичні показники олійновідтискового преса. // Конструювання та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідом. наук. -техн. зб. –Кіровоград: КНТУ, 2010. – Вип. 40, ч. 2. – С. 186-200.
6. Пат. № 108566 U Україна, МПК В30В 9/02(2006.01), С11В 1/06(2006.01). Малогабаритний шнековий олійний прес / Р. С. Шевчук, В. Р. Паславський; заявник та патентовласник Львів. держ. аграр. ун-т. – заявл. 28.12.2015; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14/2016.

## Summary

**Paslavsky V. R.** Theoretical studies of the working cycle of small-sized screw oil press

*The author used the design features of small-sized screw presses. He proposed a method for calculating the pressure in the separation zone of oil and in the channels of the locking part.*

*This enables to theoretically substantiate the geometrical parameters and operating modes of the screw press. This does not allow clogging the cake in the locking part, or leave it with a significant amount of oil.*

**Keywords:** screw press, pressure, geometric dimensions, locking part, cake

## References

1. Kudrin Yu.P. Razrabotka osnov teorii, metodov rascheta i intensifikatsii processov v chervyachnyh mashinah otrasli proizvodstva rastitelnyh masel: avtoref. dis. na soiskanie uchenoj stepeni doktora tehn. nauk. – Harkov, 1992. – 47 s.
2. Maslikov V. A. Primery raschetov oborudovaniya dlya proizvodstva rastitelnyh masel. – М.: Pishpromizdat, 1959. – 316 s.
3. Tolchinskij Yu. A. Raschet otzhima v shnekovom maslootzhimnom presse. // Himicheskoe mashinostroenie. Vestnik Harkovskogo politehnicheskogo in-stituta. – 1979. – № 159, Vyp. 9. – S. 9-12.
4. Didyk T. A. Povyshenie effektivnosti tehnologicheskogo processa i obosnovanie parametrov shnekovogo pressa dlya ekstrudirovaniya zernovogo materiala: avtoref. dis. na soiskanie uchenoj stepeni kand. tehn. nauk – Sa-ratov, 2006. – 21 s.
5. Nishenko I. O., Kovalishin S. J, Tom'yuk V. V. Vpliv konstruktivnih parametriv shnekovogo vala na energetichni pokazniki olijnovidetskogo pre-sa. // Konstruyuvannya ta ekspluatatsiya silskogospodarskih mashin: zagal-noderzh. mizhvidom. nauk. -tehn. zb. – Kirovograd: KNTU, 2010. – Vip. 40, ch. 2. – S. 186-200.
6. Pat. № 108566 U Ukrayina, MPK V30V 9/02(2006.01), S11V 1/06(2006.01). Malogabaritnij shnekovij olijnij pres / R. S. Shevchuk, V. R. Paslavskij; zayavnik ta patentovlasnik Lviv. derzh. agrar. un-t. – zayavl. 28.12.2015; opubl. 25.07.2016, Byul. № 14/2016.

**Потаман Н.В.**

Харківський національний  
автомобільно-дорожній  
університет,  
м. Харків, Україна  
E-mail: potaman81@ukr.net

**ОБСТЕЖЕННЯ ПАСАЖИРОПОТОКІВ НА  
ТРАНСПОРТІ ЗАГАЛЬНОГО КОРИСТУВАННЯ  
У МІСТІ СЛОВ'ЯНСЬК**

УДК 656.072.44

*Проведено обстеження пасажиропотоків на міських маршрутах загального користування міста Слов'янськ (автобусні маршрути та маршрути електротранспорту) в результаті якого було визначено закономірності розподілу пасажирів по маршрутній мережі міста, відповідність рухомого складу, що працює на маршруті існуючому пасажиропотоку та ефективність організації маршрутної мережі міста.*

**Ключові слова:** обстеження, пасажиропотік, маршрутна мережа, перевезення, пасажир, рухомий склад.

**Актуальність проблеми.** На сьогодні дуже гостро постає питання щодо підвищення ефективності організації перевезення пасажирів у містах. Все більше висувається вимог до створення економічно ефективної, безпечної та екологічно чистої системи міського пасажирського транспорту. При цьому система міського пасажирського транспорту повинна бути орієнтована на інтереси суспільства, транспортних підприємств та в повній мірі відповідати умовам ринку [1].

Прийняття будь-якого рішення щодо підвищення ефективності перевезення пасажирів у містах, як на державному рівні, так і на рівні транспортних підприємств, повинно ґрунтуватися на проведенні попереднього дослідження існуючого стану організації перевезення пасажирів у містах. Величина пасажиропотоків є відправним пунктом багатьох теоретико-методологічних підрахунків діяльності транспортних підприємств і практичних рекомендацій науковців щодо сталої роботи всього транспортного комплексу будь-якого з міст країни, де є громадський транспорт – автобусний та електричний [2].

**Постановка проблеми.** В Слов'янську розповсюджені лише два види пасажирського транспорту: тролейбуси та автобуси. Тролейбусна система міста працює за досить прозорими правилами: перевезення здійснює комунальне підприємство, громада має доступ до організаційної та фінансової інформації щодо діяльності перевізника, на маршрутах працюють кондуктори, які забезпечують функціонування системи продажу квитків за проїзд.

Пасажирські перевезення на міських автобусних маршрутах загального користування здійснюють три суб'єкти господарювання приватних форм власності на підставі проведених виконкомом Слов'янської міської ради конкурсів з перевезення пасажирів відповідно до Закону України «Про автомобільний транспорт» та постанови Кабінету Міністрів України №1081 від 03.12.2008 (із змінами). На маршрутах працюють 55 автобусів марок ПАЗ, РУТА, з них 5 автобусів марки РУТА-22ІНВА та 10 автобусів марки ПАЗ 32054, пристосованих для перевезення осіб з обмеженими фізичними можливостями, крім користувачів інвалідними візками (для незрячих пасажирів з собаками – поводитирами).

Дослідження процесів формування пасажиропотоків на пасажирських маршрутах автомобільного транспорту потребує наявності чіткої уяви про закономірності їх формування. Основоположна природа формування пасажиропотоків полягає у збігу потреб населення у транспортних пересуваннях за часом і напрямом пересування. Пасажиропотоки формуються на основі обсягів, пред'явлених до реалізації транспортних кореспонденцій населення.

Вирішення завдань організації перевезень неможливе без систематичного та об'єктивного вивчення характеру зміни пасажиропотоків. Дослідження пасажиропотоків дозволяє виявити їх розподіл за часом, довжиною маршрутів і напрямками руху. Серед основних задач, які вирішуються на основі отриманої інформації про пасажиропотік є:

- розробка та коригування маршрутних схем;
- призначення зупиночних пунктів;
- організація експресних, полуекспресних, укорочених і спарених рейсів;
- вибір раціональної місткості й кількості рухомого складу;
- розподіл рухомого складу по маршрутах;
- розробка розкладу руху;
- підвищення якості перевезень пасажирів;
- підвищення соціально-економічної ефективності перевезень [3].

Для обстеження пасажиропотоку на міських маршрутах загального користування міста Слов'янськ (автобусні маршрути та маршрути електротранспорту) був обраний табличний метод, який згідно Порядку організації перевезень пасажирів та багажу автомобільним транспортом, що затверджений наказом Міністерства інфраструктури України від 15.07.2013 № 480, застосовується для обстеження пасажиропотоків на найбільш завантажених маршрутах, де визначається кількість пасажирів, які на зупинках ввійшли до автобуса та вийшли з нього. Цей метод застосовується на міських та приміських автобусних маршрутах загального користування [4].

Табличний метод обстеження пасажиропотоків полягає в реєстрації обліковцями кількості пасажирів, що увійшли в транспортний засіб і відповідно зійшли з нього на кожному зупиночному пункті. Унаслідок того, що одному обліковцю одночасно важко фіксувати пасажирів, що ввійшли та зійшли, кількість обліковців має відповідати кількості дверей. Сумарні результати їх спостережень об'єктивно визначають пасажирообмін у транспортному засобі, кількість перевезених пасажирів і пасажиропотоки на перегонах маршруту [5].

Обстеження пасажиропотоку складалось з наступних елементів:

- визначення форми таблиць обстеження із зазначенням на них відповідно номера маршруту, часу відправлення та найменування зупинок на маршруті;
- визначення кількості обліковців, необхідних для підготовки та проведення обстеження;
- розподіл обліковців за маршрутами;
- проведення інструктажу обліковців та працівників, залучених до проведення обстеження;
- проведення польового етапу (безпосереднє обстеження пасажиропотоку).

Достатня достовірність проведення обстеження пасажиропотоків забезпечується виконанням показників вибіркової їх вивчення, зразок якого наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

**Вибірковість вивчення пасажиропотоків**

Інтервал руху, хв.	до 5	5 - 10	10 - 20	понад 20
Вибірковість	через 3 рейси	через 2 рейси	через 1 рейс	кожний рейс
Відсоток, %	25	33	50	100

Обстеження пасажиропотоків було проведено у місті Слов'янськ на протязі 5 робочих днів. Обліковці згідно складеного плану-експерименту рівномірно були розподілені по маршрутній мережі та охоплювали під час обстеження усю маршрутну мережу міста Слов'янськ.

Кожен обліковець мав дві таблиці обліку пасажирів, що входять і виходять з транспортного засобу. Причому в одній обліковець фіксує параметри перевезень пасажирів у прямому напрямку маршруту, а в іншій – у зворотному. Для проведення обстеження пасажиропотоків у містах обліковцям не потрібно мати спеціальну кваліфікацію. Досить провести якісний інструктаж осіб, що долучені до цієї роботи, і вони з успіхом можуть впоратися з покладеними на них обов'язками.

Попередньо в маршрутній таблиці зазначаються номер автобусного маршруту, час відправлення автобуса, назви зупинок.

Таблиці для проведення обстеження комплектуються для кожного обліковця в окрему папку за кількістю рейсів, які підлягають обстеженню. На папці зазначаються номер маршруту, дверей та час роботи обліковця.

Заповнюючи таблиці під час руху транспортного засобу на маршруті, обліковці на кожному зупинному пункті у стовпці «Зайшло пасажирів» записують кількість пасажирів, що ввійшли на відповідній зупинці, а у стовпці «Вийшло пасажирів» – кількість пасажирів, що вийшли. У таблиці фіксується час початку і закінчення кожного рейсу.

Обліковці здійснювали обстеження в прямому та зворотному напрямках руху пасажирського транспорту, починаючи з першого рейсу - орієнтовно о 6<sup>00</sup>. Закінчувалось обстеження орієнтовно о 19<sup>00</sup> – після закінчення роботи водія. Обліковці під час проведення дослідження повинні були зафіксувати:

- час прибуття та відправлення (згідно графіку) транспортного засобу;
- загальну кількість пасажирів на вході та виході з транспорту (окремо обліковці повинні були зафіксувати кількість пільгових пасажирів по категоріям на вході та виході з транспорту).

**Результати досліджень.** Транспортна система міста Слов'янськ має радіальну структуру зі слабо вираженими хордовими зв'язками. Станом на 2017 рік всі тролейбусні та майже усі автобусні маршрути проходять через центральну частину міста. Вулицями Вокзальна, Центральна та вулицею Банківська проходять майже усі маршрути міського пасажирського транспорту, а саме вулицею Банківською скрізь зупиночний пункт «САТУ» проходить 32 автобусних та 2 тролейбусних маршрути, загальна кількість транспортних одиниць складає 67 одиниць, з них автобусів - 55, тролейбусів – 12. Спостерігається чітке домінування автобусних маршрутів у звичайному та експресному режимі руху (83 % від загальної кількості маршрутів) в порівнянні із автобусами, що працюють у режимі маршрутного таксі. Загальна кількість зупинок, що обслуговується усіма видами громадського транспорту складає 167 одиниць.

В цілому щодо пасажирської транспортної мережі міста Слов'янськ в результаті проведеного обстеження пасажиропотоків визначено:

- по всіх маршрутних лініях відбувається суттєве дублювання маршрутів комунального електротранспорту автобусними маршрутами (маршрутними таксі);
- до 70 % всіх маршрутів пасажирського транспорту здійснюються через центральні магістральні вулиці міста, особливо по вул. Вокзальній, вул. Центральній та вул. Банківській;
- практично по всій маршрутній мережі пролягають маршрути приміського сполучення. При цьому приміські автобуси в межах міста працюють в режимі міського автобуса, здійснюючи висадку – посадку на всіх зупиночних пунктах міських ліній;
- в середньому розподіл перевезених пасажирів за видами транспорту наступний: міські автобуси – 30–55 %; електротранспорт – 33–50 %; приміський автобус – 9–27 % маршрутів та їх місткості.

Щодо експлуатації автобусів на пасажирських маршрутах м. Слов'янськ дослідження показали характерні особливості, а саме: автобуси малої пасажиромісткості в години пік курсують містом з перевантаженням допустимої пасажиромісткості і навпаки, на деяких маршрутах автобуси середньої пасажиромісткості використовуються неефективно у зв'язку з низь-



ким пасажиропотоком. Таким чином, необхідно переглянути доцільність використання автобусів за пасажиромісткістю на маршрутах в залежності від коефіцієнта використання пасажиромісткості за добу.

Також необхідно виключити дублювання міських маршрутів приміськими, які виконують зупинки у місті і відповідно здійснюють перерозподіл пасажиропотоків по транспортній мережі міста.

**Висновки.** Так як на маршрутній мережі міста Слов'янськ відбувається суттєве дублювання маршрутів комунального електротранспорту автобусними маршрутами (маршрутними таксі), а також дублювання автобусних маршрутів один одного на центральних ділянках міста, вважаємо доцільним провести повну реорганізацію маршрутної мережі міста, з розташуванням транспортно-пересадочного вузла у центральній частині міста.

Для підвищення якості обслуговування пасажирів на маршрутах необхідно провести реорганізацію рухомого складу, так як майже 50 % автобусів та тролейбусів, що працюють на міських маршрутах застарілі та не відповідають вимогам щодо організації перевезення пасажирів.

Необхідно провести перерозподіл рухомого складу відповідної пасажиромісткості у відповідності до існуючих пасажиропотоків на маршрутах, щоб уникнути перенаповнення транспортних засобів.

Маршрути, що працюють в експресному режимі доцільно перевести у звичайний режим руху.

### Література:

1. Палант О.Ю. Огляд методів обстеження пасажиропотоків / О.Ю. Палант // БізнесІнформ. – 2014.- №11.-С. 142-148.
2. Шутенко Л. Н. Теоретические основы формирования экономической модели рационального спроса на транспортные услуги в процессе стабилизации устойчивого развития городов / Л. Н. Шутенко, В. И. Торкатюк, С. В. Аксенова, Р. М. Крамаренко, А. Ю. Палант // Коммунальное хозяйство городов: науч.-техн. сб. – Вып. 89. – Киев: Техніка, 2009. – С. 3 – 25.
3. Давідіч Ю.О. Розробка розкладу руху транспортних засобів при організації пасажирських перевезень: навч. посіб. / Ю.О. Давідіч – Х.:ХНАМГ, 2010. – 345 с.
4. Спирин И.В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками. Учебник. / Иосиф Васильевич Спирин – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 400 с.
5. Ларин О.Н. Организация пассажирских перевозок: Учебное пособие / О.Н. Ларин – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 104 с.

### Summary

**Potaman N.** Survey of passenger traffic on public transport in the city of Slavyansk

*The article presents the result of a survey of passenger traffic on city public routes of the city of Slavyansk (bus routes and electric transport routes). As a result of the survey, regularities in the distribution of passengers along the city's route network were determined. Also, the compliance of the rolling stock operating on the route with the existing passenger traffic was analyzed. Analysis of the results of the survey will make it possible to make informed decisions to improve the efficiency of passenger service on urban routes in the city.*

**Keywords:** survey, passenger flow, route network, transportation, passengers, vehicles.

### **References**

1. Palant O.Yu. Oglyad metodiv obstezhennya pasazhiropotokiv / O.Yu. Palant // BI-znesInform. – 2014.- #11.-S. 142-148.
2. Shutenko L. N. Teoreticheskie osnovyi formirovaniya ekonomicheskoy modeli ratsionalnogo sprosna na transportnyie usluzhi v protsesse stabilizatsii ustoychivogo razvitiya gorodov / L. N. Shutenko, V. I. Torkatyuk, S. V. Aksenova, R. M. Kramarenko, A. Yu. Palant // Kommunalnoe hozyaystvo gorodov: nauch. -tehn. sb. – Vyip. 89. – Kiev: TehnIka, 2009. – S. 3 – 25.
3. DavIdIch Yu.O. Rozrobka rozkladu ruhu transportnih zasobiv pri organIzatsIYi pasazhirskih perevezen: navch. posIb. / Yu.O. DavIdIch – H.: HNAMEG, 2010. – 345 s.
4. Spirin I.V. Organizatsiya i upravlenie passazhirskimi avtomobilnyimi perevozkami. Uchebnik. / Iosif Vasilevich Spirin – M.: Izdatelskiy tsentr «Aka-demiya», 2005. – 400 s.
5. Larin O.N. Organizatsiya passazhirskih perevozok: Uchebnoe posobie / O.N. Larin – Chel-yabinsk: Izd-vo YuUrGU, 2005. – 104 s.

Северин О.О.,  
Шулька О.О.  
Харківський національний  
автомобільно-дорожній  
університет,  
м. Харків, Україна  
E-mail: s\_olga\_h@ukr.net

**ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ  
ВАНТАЖНОСТІ КОЗЛОВОГО КРАНУ  
ВІД ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ  
НА АВТОТРАНСПОРТІ**

УДК 656.073.2

*Наведені результати аналізу методик вибору раціонального засобу механізації циклічної дії в залежності від основних техніко-експлуатаційних показників виконання робіт з вантажем на автотранспорті. В дослідженні виявлено, що найбільший вплив на вантажність козлового крану здійснюють два показники – обсяг робіт і часу циклу, для яких і були визначені закони розподілу випадкових величин.*

**Ключові слова:** кран, вантажність, автомобільний транспорт, вантажні роботи.

**Вступ.** Навантажувально-розвантажувальні роботи (НРР) з тарно-штучними вантажами (ТШВ) на автотранспорті, де застосовують переважно засоби механізації циклічної дії, в багатьох випадках є недостатньо продуктивними та ефективними внаслідок нераціональності їх використання для заданих умов експлуатації. Внаслідок чого витрати на виконання НРР можуть складати майже третину загальних витрат на доставку вантажу автотранспортом [1]. Отже питання вибору раціональних засобів механізації є актуальним як для автотранспортних підприємств, так і для власників вантажу, зацікавлених у зниженні собівартості вантажних робіт.

Ефективність виконання вантажних робіт залежить від організаційних заходів, пов'язаних з вибором та застосуванням засобів механізації. Тому питання вибору ефективного засобу механізації НРР надається особлива увага. При чому, ефективність роботи залежить від технічних характеристик навантажувально-розвантажувальних машин (НРМ), таких як вантажність, висота підйому, виліт стріли, вантажний момент, проліт, швидкість підйому і опускання вантажу, колія, база та ін. Серед названих параметрів, яким надається найбільша увага при визначенні раціонального варіанту НРМ, є його вантажність, що визначається як максимальна маса вантажу, яку може підняти НРМ без порушення міцності його конструкції та втрати стійкості. Деякі фахівці у значення вантажності включають масу знімних вантажозахватних та інших пристроїв, які використовуються для переміщення ТШВ.

У джерелах науково-технічної інформації питанню вибору раціональних засобів механізації виконання НРР приділено достатньо уваги. Причому, вибір ґрунтується на різних показниках оцінки. Так, наприклад, Батіщев І. І. при виборі варіанту механізації НРР пропонує враховувати експлуатаційні витрати й капітальні вкладення, зведені в порівнянний вид з експлуатаційними витратами через нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень [2]. Іншим науковцем, Дегтеревим Г. М., запропоновано визначати раціональний варіант механізації НРР через термін окупності капітальних вкладень, що визначається розподілом суми капітальних вкладень, необхідних для введення у експлуатацію об'єкту нової техніки, на річну економію від зниження експлуатаційних витрат виявлена [3]. Однак, дана методика розглядає варіант перевезення сипких (навальних) вантажів. Пашков А.К. для визначення раціонального варіанту НРМ запропонував загальний методичний підхід, що ґрунтується на визначенні чистого дисконтного доходу або інтегрального ефекту, визначеному як сума поточних ефектів за весь розрахунковий період, зведених до початкового року [4]. Однак наведені вище методики авторів в основному зосереджені на вплив на вибір раціонального НРМ параметрів роботи автомобільного транспорту, а тому не повною мірою дозволяють врахувати технічні та технологічні характеристики роботи НРМ при виборі раціонального засобу механізації.

Питанню визначення раціональної вантажопідйомності засобів механізації НРР у джерелах науково-технічної інформації надається мало уваги. Як правило, рекомендується орієнтуватися на масу вантажу та відповідні умови експлуатації (стосується більшості стріловидних кранів, де фактична вантажність визначається в межах довжини стріли та вильоту гака) [1,5-7]. Вибір монтажного крана для спорудження будівель та споруд розглядається у роботі [8] за такими технічними параметрами, як маси елементів, що монтують; монтажне оснащення і вантажозахватні пристрої; габарити і проектні положення елементів у повнозбірній будівлі.

Проте, запропоновані в зазначених роботах методики не дають достатньої інформації стосовно залежності вантажності НРМ від основних техніко-експлуатаційних показників (ТЕП) НРМ при роботі в заданих умовах експлуатації.

**Постановка проблеми.** Метою виконання даного дослідження є визначення впливу основних ТЕП роботи козлових кранів в заданих умовах експлуатації на їх вантажність. Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити наступні задачі: встановити перелік ТЕП, що здійснюють вплив на вантажність козлового крану, провести натурні спостереження за роботою крана, визначити закони розподілення випадкових величин вагомих показників та визначити залежність вантажності від основних ТЕП.

На підставі попередніх досліджень [9] до основних ТЕП, що здійснюють вплив на вантажність козлового крану, відносяться наступні показники:

$$q=f(W, T_u, k_{sm}, k_{pc}), \quad (1)$$

де  $W$  – необхідний обсяг вантажних робіт за період часу, т;  $T_u$  – час циклу роботи козлового крану при навантаженні (розвантаженні), с.;  $k_{sm}$  – коефіцієнт використання вантажопідйомності крана;  $k_{pc}$  – коефіцієнт використання робочого часу.

В дослідженні прийнято припущення, що продуктивність механізму вища або дорівнює обсягу вантажних робіт за ідентичний період часу.

Також встановлено, що більш вагомими є час робочого циклу та обсяг робіт, а менш впливовими – коефіцієнт використання вантажності НРМ і коефіцієнт використання робочого часу [9].

**Результати дослідження.** Експериментальні дослідження щодо визначення впливу основних ТЕП на вантажність козлового крану проводилися з використанням регресійного аналізу, який складається з визначення загального виду рівняння регресії; побудові статистичних оцінок невідомих параметрів, що входять у рівняння регресії, і перевірці гіпотез про вид регресії та визначенні найбільш адекватної.

При цьому найскладнішою проблемою є вибір виду аналітичного виразу функції залежності. Зважаючи на те, що будь-яку функцію багатьох змінних шляхом логарифмування або заміни змінних можна звести до лінійного вигляду, рівняння множинної регресії виразимо у лінійній формі [10]:

$$q = a_0 + a_1 \cdot W + a_2 \cdot T_u, \quad (2)$$

де  $a_0, a_1, a_2$  – коефіцієнти регресійної моделі.

Для оцінки адекватності регресійної моделі був використаний критерій Фішера. Отриману модель можна вважати адекватною, так як розрахункове значення критерію Фішера більше табличного.

На наступному етапі були виконані натурні спостереження за роботою крану козлового двохконсольного. Проведений розрахунок необхідної кількості спостережень виявив, що для вантажності достатньо 15 спостережень, для часу робочого циклу – 19 од., а для обсягу робіт – 64 од.

При обробці бази отриманих даних встановлено, що для часу робочого циклу та обсягу робіт не відхиляється нормальний закон розподілу (рис. 1, 2).

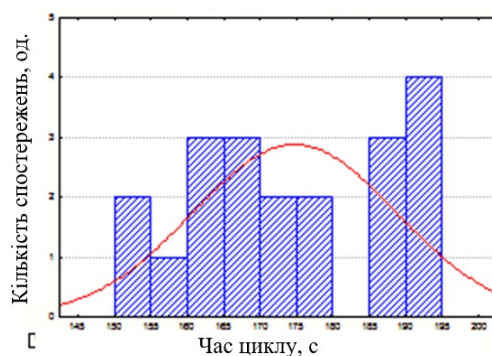


Рис. 1 – Гістограма розподілу часу робочого циклу

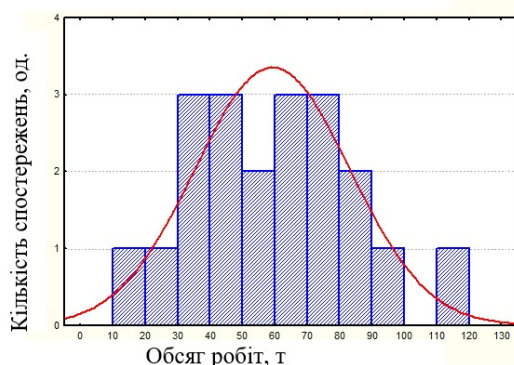


Рис. 2 – Гістограма розподілу обсягу робіт козлового крана

Для реалізованої (фактичної) вантажності не відхиляється розподіл за законом Вейбулла (рис. 3).

За допомогою коефіцієнта кореляції визначена вірогідність згоди теоретичного і статистичного розподілу. Так як ймовірність узгодженості більше прийнятої 0,05, можна стверджувати, що статистичні дані результатів спостереження узгоджуються із зазначеними вище законами розподілення.

В якості основного інструменту для визначення коефіцієнтів регресійних моделей при обробці результатів експериментальних досліджень використано функції пакету аналізу MS Excel (Data Analysis – Regression). На підставі більшого значення коефіцієнта детермінації для лінійної регресійної моделі було визначено, що більш адекватною є лінійна функція, згідно якої залежність вантажності козлового крана від обсягів роботи (3) та від часу циклу (4) наступні:

$$q=0,2127+0,0442 \cdot W, \quad (3)$$

$$q=6,259-0,0197 \cdot T_{\text{ц}}. \quad (4)$$

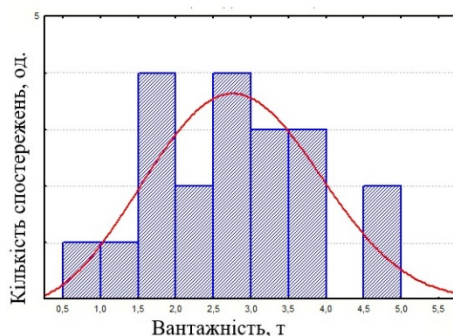


Рис. 3 – Гістограма розподілу вантажності козлового крана

Графік залежності вантажопідйомності від обсягів роботи крана наведений на рис. 4, а графік залежності вантажопідйомності від часу циклу крана наведений на рис. 5.

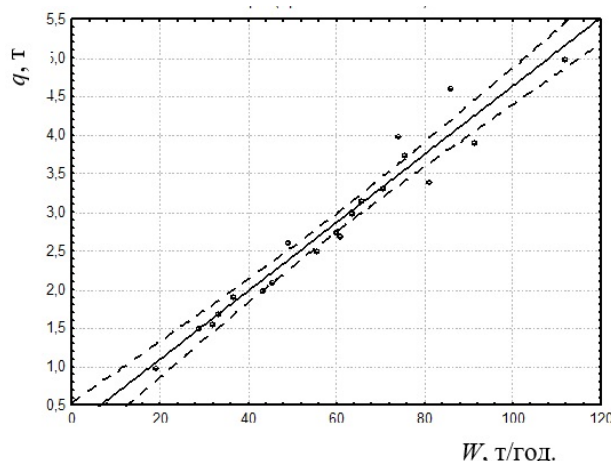


Рис. 4 – Графік залежності вантажопідйомності від обсягів роботи крана

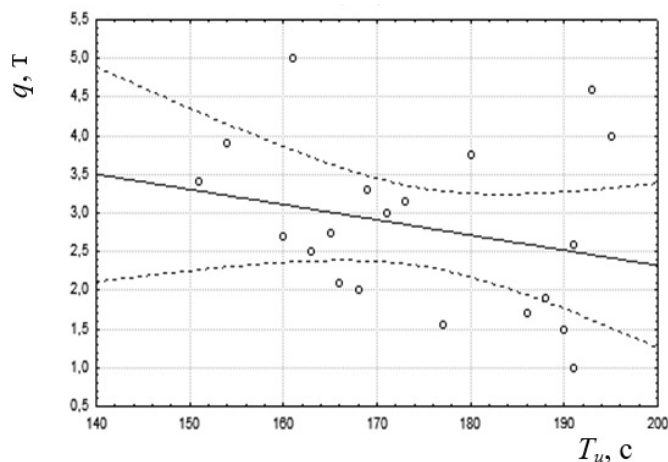


Рис. 5 – Графік залежності вантажопідйомності часу циклу

Рівняння залежності вантажопідйомності крана від основних технічно-експлуатаційних показників його роботи наступне:

$$q = -3,324591 + 0,049138 \cdot W + 0,0186 \cdot T_u. \quad (5)$$

Таким чином, отримана залежність відображає лінійний характер залежності вантажності від визначених показників і ступінь їх впливу на вантажність.

**Висновки.** Таким чином, проведені дослідження впливу основних технічно-експлуатаційних показників оцінки роботи крана на його вантажопідйомність показали, що більш вагомими є час робочого циклу та обсяг робіт, а менш вагомими – коефіцієнт використання вантажності крана і коефіцієнт використання робочого часу.

В ході виконання дослідження були встановлені закони розподілення випадкових величин для часу робочого циклу і обсягу робіт не відхиляється нормальний закон розподілу, а для вантажності – закон Вейбулла.

Отримана залежність вантажності крана від обсягів роботи і часу робочого циклу носить лінійний характер і може бути використана у подальшому при визначенні раціональної вантажності засобів механізації НРР для заданих умов експлуатації.

Впровадження запропонованого підходу дозволило знизити собівартість виконання вантажних робіт в середньому на 2,5%.

### Література:

1. Северин О.О. Вантажні роботи на автомобільному транспорті: організація і технологія: підруч.[для студ. вищ. навч. закл.] / О.О. Северин. – Харків: ХНАДУ, 2007. – 384 с.

2. Батищев И.И. Организация и механизация погрузочно - разгрузочных работ на автомобильном транспорте / И.И. Батищев. - М.: Транспорт, 1988. - 367 с.
3. Дегтерев Г.Н. Организация и механизация погрузочно-разгрузочных работ на автомобильном транспорте / Г.Н. Дегтерев. - М.: Транспорт, 1980. - 264 с.
4. Пашков А. К. Складское хозяйство и складские работы / А.К. Пашков, Ю. Н. Полярин. - М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. - 366 с.
5. Організація будівництва: підруч. для студ. вищ. навч. закл./ [С. А. Ушацький, Ю. П. Шейко, Г. М. Тригер та ін.]; за редакцією С. А. Ушацького. - К.: Кондор, 2007. - 521 с.
6. Осипенко А. И. Транспортное перегрузочное оборудование / А. И. Осипенко. [консп. лекций]. - Красноярск: Енисейский филиал ФГОУ ВПО НГавт, 2009. - 88 с.
7. Игумнов С. Г. Стропальщик. Грузоподъемные краны и грузозахватные приспособления: учеб. пособие/ С. Г. Игумнов. - М.: Издательский центр «Академия», 2007. - 64 с.
8. Золотова Н. М. Технологія будівельного виробництва. Режим доступу: <http://www.googleadservices.com/pagead/vuzlib.org/articles/511>
9. Северин О. О. До визначення раціональної вантажності засобів механізації виконання навантажувально-розвантажувальних робіт/ О. О. Северин // Матеріали міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «П'ять економіко-правові дискусії (економічне спрямування)».- Львів, 2014. - С. 105-108.
10. Галушко В. Г. Вероятностно-статистические методы на автотранспорте / В. Г. Галушко. - К.: Вища шк, 1976. - 232 с.

## Summary

**Severin O., Shulika O.** Determination of the dependence of load capacity of the gantry crane on the main performance indicators on motor transport

*In this paper, we propose the analysis of methods for determination of rational cyclical mechanization depending on the technical and operational parameters of loading and unloading on the motor transport. The greatest influence on the load carrying capacity of a crane by two indicators - the volume of work and the cycle time has been carried out. The distribution laws and characteristics of technical and operational parameters have been grounded: the normal distribution law is not rejected for the time of the work cycle and the work volume, the Weibull law is not rejected for the load capacity.*

*The obtained dependence of the crane's load capacity on the work value and the working cycle time is linear and can be used later in determining the rational load-carrying capacity of the mechanization of cargo operations for the specified operating conditions.*

*Implementation of the proposed approach allowed reducing the cost of carrying out cargo operations by an average of 2.5%.*

**Keywords:** crane, load capacity, motor transport, efficiency, parameters of loading and unloading.

## References

1. Severin O.O. Vantazhni roboti na avtomobil'nomu transporti: organizacija i tehnologija: pidruch.[dlja stud. vishh. navch. zakl.] / O.O. Severin. - Harkiv: HNADU, 2007. - 384 s.
2. Batishhev I.I. Organizacija i mehanizacija pogruzochno - razgruzochnyh rabot na avtomobil'nom transporte / I.I. Batishhev. - M.: Transport, 1988. - 367 s.
3. Degterev G.N. Organizacija i mehanizacija pogruzochno-razgruzochnyh rabot na avtomobil'nom transporte / G.N. Degterev. - M.: Transport, 1980. - 264 s.

4. Pashkov A.K. Sklaskoe hazjajstvo i sklaskie raboty / A.K. Pashkov, Ju. N. Poljarin. – M.: IKC «Akademkniga», 2003. – 366 s.
5. Organizacija budivnictva: pidruch. dlja stud. vishh. navch. zakl./ [S. A. Ushac'kij, Ju. P. Shejko, G. M. Triger ta in.]; za redakcieju S.A. Ushac'kogo. - K.: Kondor, 2007. – 521 s.
6. Osipenko A. I. Transportnoe peregruzochnoe oborudovanie / A.I. Osipenko. [konsp. lekcij]. – Krasnojarsk: Enisejskij filial FGOU VPO NGAVT, 2009. – 88 s.
7. Igumnov S. G. Stropal'shhik. Gruzopod#emnye krany i gruzozahvatnye prispoblenija: ucheb. posobie/ S. G. Igumnov. – M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2007. – 64 s.
8. Zolotova N. M. Tehnologija\_budivel'nogo virobництва. Rezhim dostupu: <http://www.googleadservices.com/pagead/vuzlib.org/articles/511>
9. Severin O. O. Do viznachennja racional'noї vantazhnosti zasobiv mehanizacii vikonannja navantazhuval'no-rozvantazhuval'nih robit/ O. O. Severin // Materiali mizhnarodnoї naukovo-praktichnoї internet-konferencii «P'jati ekonomiko-pravovi diskusii (ekonomichne sprjamuvannja)».- L'viv, 2014. – S. 105-108.
10. Galushko V. G. Verojatnostno-statisticheskie metody na avtotransporte / V.G. Galushko. – K.: Vishha shk, 1976. – 232 s.



Скобло Т.С.,  
Гринченко А.С.,  
Гончаренко А.А.,  
Сыромятников П.С.,  
Будаква В.В.  
Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П. Василенка,  
г. Харьков, Украина  
E-mail: alex-goncharenko@i.ua

## АНАЛИЗ СТОЙКОСТИ ВАЛКОВ РЕЛЬСОБАЛОЧНЫХ И СОРТОПРОКАТНЫХ СТАНОВ

УДК 621.791.927

*Выполнен статистический анализ эксплуатационной стойкости прокатных валков, при их использовании в однотипных станах и на различных металлургических заводах. Установлено, что они существенно отличаются из-за использования отличающихся материалов для их изготовления и условий эксплуатации. Выявлены основные факторы, влияющие на достоверную оценку эксплуатационной стойкости, и показано, что традиционные способы определения этой характеристики ее не обеспечивают. Предложен новый подход и метод оценки показателя эксплуатационной стойкости валков.*

**Ключевые слова:** прокатные валки, модифицирование, прокат, износ, износостойкость, ковальные валки, чугунные низколегированные валки, модифицирование магнием.

**Вступление.** Одним из самых важных факторов, влияющих на срок службы валков, является способность их сопротивляться износу во время эксплуатации. Различные материалы обладают отличающейся способностью изнашиваться даже при одинаковых условиях эксплуатации. Интенсивность износа определяется, в первую очередь, величиной коэффициента трения и давлением металла на валки. Степень износа валков в определенном калибре пропорциональна суммарной длине прокатанного в нем металла за одну установку валков или в период между двумя переточками. Величина истирания валков разных диаметров при одинаковом давлении металла на валки, коэффициенте трения между прокатываемым металлом и материалом инструмента, а также при равной общей длине проката отличающегося сортамента - обратно пропорциональна диаметрам валков в комплекте, так как число оборотов, а, следовательно, количество и время контакта металла с определенным участком вала тем меньше, чем больше его диаметр.

**Постановка проблемы.** В связи с этим целью данного исследования явилась разработка методики и оценка эксплуатационной стойкости прокатных валков при производстве рельсов и сортового металлопроката.

**Результаты исследований.** При изучении износа валков из разных материалов, было сделано допущение, что температура прокатываемого металла в соответствующих калибрах практически являются постоянной.

Для сравнения стойкости валков разных станов, выбирали такие калибры, которые имеют примерно одинаковые вытяжки металла анализируемого сортамента. В этом случае величина износа валков из разных материалов, определяется только размером диаметров валков и суммарной длиной прокатанных профилей в одном калибре между двумя переточками. Предложен подход для оценки износостойкости валков.

Обозначим:  $G_1$  и  $G_2$  – вес металла, отличающегося сортамента, прокатанного за период между двумя переточками кг;  $q_1$  и  $q_2$  – вес погонного метра металла, соответствующей площади сечения рассматриваемых калибров, кг;  $D_1$  и  $D_2$  – номинальные диаметры валков, рассматриваемых клетей, мм;  $n_1$  и  $n_2$  – количество выработанных одинаковых калибров между двумя переточками.

$$\frac{G_1}{q_1} \quad \frac{G_2}{q_2}$$

Тогда  $q_1$  и  $q_2$  будут обозначать суммарную длину прокатных полос между двумя переточками валков для сравниваемых клетей и показатель их стойкости в рассматриваемых клетях выразится зависимостью:

$$i = \frac{G_1 \cdot q_2 \cdot D_2 \cdot n_2}{q_1 \cdot G_2 \cdot D_1 \cdot n_1} \quad (1)$$

При  $n_2 = n_1 = 1$  формула приобретает следующий вид:

$$i = \frac{G_1 \cdot q_2 \cdot D_2}{q_1 \cdot G_2 \cdot D_1} \quad (2)$$

$$\frac{G_1}{L_1} \quad \frac{G_2}{L_2}$$

Так как  $q_1$  и  $q_2$  выражают суммарную длину раската, то обозначив эти выражения соответственно через  $L_1$  и  $L_2$ , формула (2) получит следующее выражение:

$$i_1 = \frac{L_1 \cdot D_2}{L_2 \cdot D_1} \quad (3)$$

Пользуясь формулами (1), (2) или (3) представляется возможным сравнивать стойкость валков из разных материалов и отличающейся технологии изготовления в случае прокатки одинаковых профилей в одних и тех же условиях, как, например, рельсы типа Р-50 и Р-65.

Сравнение стойкости валков разных профилей в настоящем исследовании не производили, так как у них могут быть дополнительные факторы, влияющие на износ, а также связанные с особенностью профиля калибровки и условий прокатки.

Рассмотрим стойкость валков обжимных клетей. Практика показывает, что на обжимных клетях калибры вырабатываются в процессе прокатки не одинаково. По мере прохождения полосы проката через последующие калибры ее длина увеличивается, а температура - понижается.

Кроме того, требования к величине износа последних калибров предъявляются более жесткие, т.к. они должны обеспечить качество поверхности выпускаемого проката. В результате имеем, что первые калибры еще пригодны для дальнейшей работы, а последующие не обеспечивают получения правильного по форме профиля. В этих случаях вытачивают по 2 или более дублирующих калибров, для выпускных и предыдущих проходов металла. Однако полного соответствия между всеми калибрами получить не удастся.

Для оценки стойкости выбирали такие калибры, которые имели наибольшую нагрузку, учитывая, что их износ при всех прочих равных условиях зависит от длины формируемого проката.

Практикуемая на заводах оценка стойкости в тоннах прокатанного металла на валок или в часах работы, их определяют весьма приблизительно, поскольку стойкость металла валков и качество их изготовления существенно отличаются. При этом, не учитывается ряд факторов как, например, количество одинаковых калибров на валке, преждевременные переточки по разным причинам, величина партии заказов проката, влияние диаметров валков и др. Рассмотрены статистические данные о количестве металла в тоннах и метрах, прокатанного одним калибром валка девяти обжимных клетей разных заводов производителей.

Сопоставление полученных значений длины раската в метрах в одном калибре с данными по количеству прокатанного металла в тоннах в том же калибре показывает совершенно иные соотношения, определяющие качество металла прокатных валков. Так, например, если сравнить обжимные валки стана 260мм, изготовленные из стали 55 ХН,

прокатавшие 3052т с обжимными валками из стали 55Х стана 585, прокатавшие 7650т то получается, что валки стана 585 более стойкие. Однако, сравнение стойкости их по метражу приводит к совершенно противоположным выводам.

Тоже получается при сравнении валков обжимных станов 280 и 330 и стана 620.

При большем тоннаже, прокатанном за одну установку на стане 620, количество проката в метрах на один калибр значительно меньше, что указывает на более низкую их стойкость.

Как указано, было выше, сравнение стойкости валков, изготовленных из различных материалов и имеющих разные диаметры и разное количество одноименных калибров, определяется по формулам (1), (2) или (3).

Анализом установлено, что более точные результаты достигаются, если сравнивать валки одной и той же клетки при прокатке одинаковых профилей, так как в этом случае условия производства мало отличаются друг от друга.

Однако, при выборе для сравнения валков разных станов также можно получить удовлетворительные результаты, если учесть некоторые особенности их эксплуатации.

Рассмотрены данные о стойкости валков обжимных клеток разных станов, полученные расчетным путем по формуле 3. Сравнительные показатели стойкости рассмотрены по двум заводам.

За единицу стойкости, как в пределах одного завода, так и по всем заводам приняты клетки с наименьшими показателями стойкости.

Такую стойкость имеют валки из литой стали 45, а наилучшие показатели - кованные валки из 55 ХН. Кованные валки из стали 55Х имеют меньшую стойкость, чем кованные валки из стали 55. Таким образом, наиболее стойкими являются валки, изготовленные из стали 55ХН, которые следует рекомендовать для обжимных клеток заводов – потребителей этой продукции.

Следует отметить, что валки с упрочняющей наплавкой на 16% имеют более высокую стойкость, чем кованные валки из стали 55.

Обращает на себя внимание, что валки из одинакового материала на разных заводах имеют различные показатели стойкости, что может быть объяснено отличающимися условиями эксплуатации (способом подбора валков в комплект, периодами их ремонта переточкой, системой охлаждения).

Выполнено сравнение стойкости валков черновых и чистовых клеток рельсобалочных станов двух заводов. Для определения сравнительной стойкости валков рельсобалочных станов также использовали зависимости 1,2 и 3. Обработку результатов их стойкости использовали на основе паспортных и статистических данных.

Использовали также результаты оценки количества прокатанного металла на 1 мм съема диаметра валков, которые в известных условиях дают приблизительную качественную характеристику их эксплуатационной стойкости.

Наряду с относительной стойкостью валков, оцененной по количеству прокатанного металла за одну установку, учитывали и общее количество металла, прокатанного комплектом за весь срок их службы. Эти данные характеризуют работу валков в результате влияния не только оценку по параметрам наработки, но и учитывают способ калибровки, охлаждения и других условий их эксплуатации.

Так, например, количество прокатанных рельсов за одну установку на двух заводах составляет соответственно 535 и 402т. или в метрах 12271 и 7960м каждого, т.е., на одном заводе стойкость валков почти в полутора раза больше, чем на втором. При этом, средний съем за одну переточку на первом заводе составляет 13,7 мм, а на втором - 5,7 мм. Общее число переточек валков до полного износа на первом заводе было 10, на втором заводе - 16. В результате за весь срок службы, в среднем, один чистовой калибр валков первого завода прокатал 5903 т рельсов типа Р-50, а на втором - 6736 т рельсов типа Р-65, или в

метрах соответственно 135390 и 133390. Таким образом, за весь срок службы один чистой калибр прокатал на обоих заводах почти одинаковое количество металла в метрах, т.е., валки обоих заводов имеют близкий по величине срок службы, но различную стойкость из-за сортамента проката. С учетом величины размера диаметров, сравнительный показатель деградации хромоникелевых чугуновых валков вычисленный по формуле (2) для второго завода равен единице, для первого - 1,41, т.е. стойкость валков из одинакового материала, на первом значительно выше, чем на втором.

На основании формул 1 и 2 вычислены сравнительные показатели стойкости валков черновых и чистовых клетей, изготовленных из разных материалов, при прокатке рельсов, швеллеров и балок.

Результаты расчета показывают, что наиболее стойкими валками для чистовых клетей при прокатке указанных выше профилей, являются низколегированные чугуновые валки из хромоникелевого чугуна, модифицированного магнием. В одном случае при прокатке швеллеров №30 такие валки оказались менее стойкими. Модифицированные магнием чугуновые валки, как при использовании их в чистовых клетях, так и в черновых показывают более высокую стойкость, чем низколегированные чугуновые валки без ввода этой присадки.

Следует отметить, что при обработке статистических данных о стойкости низколегированных чугуновых валков с магнием были рассмотрены материалы, относящиеся к периоду их освоения. В последнее время стойкость профилированных валков, модифицированных магнием, повысилась, и достигала 1000-1300 т. на один чистой калибр вместо 713 т. при прокатке рельсов Р-50.

При прокатке балки №27 также заметно увеличилось производство проката на один калибр за одну установку, что составило 2000-2300 т., вместо 1580т.

О стойкости валков в некоторых случаях судят по расходу их материала в кг. на тонну проката, или по количеству тонн прокатанного металла на 1мм съема диаметра валка при проточке.

Такой метод оценки стойкости нельзя считать правильным, в особенности, при сравнении качества валков разных станов и заводов.

Это связано с тем, что, если на различных станах прокатывают профили, у которых вес погонного метра сильно отличается друг от друга, и при одинаковой фактической стойкости валков расход материала валков на одну тонну проката будет заведомо меньше на стане, производящем более тяжелые профили металла.

Искажает картину стойкости также, то обстоятельство, что на разных заводах используют неодинаковое количество калибров (одноименных и не одноименных), что в свою очередь отражается на результатах расхода валков. Так, например, расход валков на чистой клети второго завода составляет всего 0,79кг/т, а расход, чугуновых валков, модифицированных магнием на первом заводе значительно выше и равен 1,51 кг/т. Вместе с тем, следует учесть, что на валках чистой клети первого завода расположено три чистовых и четыре черновых калибра, в то время, как на втором заводе имеется только три чистовых калибра. Вес валков чистой клети на первом заводе равен 32 - 33 т., а на втором - около 16 т.

Таким образом, расход валков в килограммах на тонну проката не отражает свойств материала валков, а является только одним из объектов для определения стоимости передела в прокатных цехах конкретных предприятий.

Выполнено сравнение показателя стойкости валков одного завода и по разным. В пределах одного завода и разных за единицу стойкости приняты валки с наименьшей стойкостью.

При сравнении стойкости валков чистовых клетей из-за наблюдающегося в последнее время стабильного их качества, за единицу принята стойкость валков предыдущих лет.

При этом отдельно сравнивали валки разных клетей по следующим причинам.

Известно, что после прокатки на чистовом калибре качество продукции тщательно проверяется не только цеховым персоналом, но и работниками ОТК.

Поэтому допускаемая выработка валков лимитируется необходимостью получения точного профиля без дефектов и на разных заводах она сравнительно мало отличается друг от друга.

Калибры черновых валков не подвергаются тщательному контролю, вследствие чего на разных заводах допускается различная их выработка, например, в зависимости от трудоемкости работы по смене калибров и валков, а также другим причинам.

Поэтому калибровку черновых клетей рекомендуется проводить отдельно с учетом условий их эксплуатации на разных заводах.

Выполнен анализ стойкость валков сортовых станов на первом заводе.

При этом учитывали среднее количество прокатанного металла за одну установку комплекта. Отдельно рассматривали каждый профиль на определенном стане и сравнивали валки из разных материалов.

На чистовой клети стана 330 наибольшую стойкость показали чугунные низколегированные валки, модифицированные магнием, которые оценивали по всем размерам угловой стали и швеллеру №5, а также стану 280.

На чистовой клети стана 500 при прокатке угловой стали 75х75мм использовали чугунные низколегированные валки, обработанные магнием, которые прокатали за одну установку меньшее количество металла, чем чугунные валки без модифицирования. Однако, при этом следует учесть, что всего учитывался только один комплект магниевых валков, испытанных впервые как опытные. То же повторилось при испытании валков из различного материала на стане 500 при прокатке рудничных рельсов. Первые три комплекта модифицированных валков имели меньшую стойкость, чем из других материалов. Модифицированные магнием валки также показали среднее количество проката за одну установку более высокую, чем характерная для инструмента из других материалов.

Таким образом, и на чистовых клетях сортовых станов целесообразно применять чугунные валки, обработанные магнием, что обеспечивает их более высокое качество (уменьшение неметаллических включений, повышение плотности металла, дробление графитовых включений и уменьшение локальных напряжений, благодаря воздействию на его форму).

**Выводы.** Выполнен сопоставительный статистический анализ эксплуатационной стойкости валков на различных предприятиях и однотипных по производству продукции прокатных станов. Для этого использовали традиционно принятые подходы к оценке износостойкости валков, которые показали не надежную их оценку, поскольку они не учитывают ряд технологических факторов производства и эксплуатации не только на одном предприятии, но и на разных. Исходя из этого, предложена иная методика оценки износостойкости валков, которая в большей мере может отражать эту характеристику.

### Литература:

1. "Increasing the quality of rolling rolls of high – chromium cost iron by high – temperature heat treatment", T.S. Skoblo, E.N. Vishnykova, N.M. Mozharova, et all // Metal Sci. Heat Treat., - 32 (10),734-736 (1990).
2. Новая технология модифицирования при восстановлении изделия / Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Гончаренко А.А., Марков А.В., Михайличенко А.С. // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенко. Випуск 158/ Харьков, 2015. – С.3-8.
3. Теоретическая оценка особенностей структурообразования при вводе углеродсодержащих порошковых композиций в покрытие / Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Гонча-

- ренко А.А., Марков А.В., Спольник А.И., Телятников В.В.// Науковий журнал, Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016, №4/ Харків 2016. – С. 157-163.
4. Особенности структурообразования при модифицировании восстановленного слоя наплавкой / Гончаренко А.А., Романюк С.П., Полянский А.С., Омельченко Л.В., Коломиец В.В.// Науковий журнал, Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017, №10/ Харків 2017. – С. 20-28.
  5. Розробка способу позапічного модифікування металу при виробництві високоміцного чавуну / Гончаренко О.О., Гончаренко Є.О., Коротун І.І.// Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка., Випуск 183/ Харків, 2017. – С. 151-154.

### Summary

**Skoblo T.S., Grynchenko A.S., Goncharenko A.A., Syromiatnikov P.S., Budakva V.V.** Analysis of the sustainability of rainbow and sort-property machines

*A statistical analysis of the operational stability of rolling rolls is performed, when used in the same type of mills and various metallurgical plants. It is established that they differ significantly due to the use of different materials and operating conditions. The main factors influencing the reliable estimation of operational stability are revealed and it is shown that traditional ways of determining this characteristic do not provide it. A new approach and a method for estimating the index of the operational stability of rolls are proposed.*

**Keywords:** rolling rolls, modification, rolling, wear, wear resistance, forged rolls, cast-iron low-alloy rolls, magnesium modification.

### References

1. “Increasing the quality of rolling rolls of high – chromium cast iron by high – temperature heat treatment”, T.S. Skoblo, E.N. Vishnykova, N.M. Mozharova, et al // Metal Sci. Heat Treat., - 32 (10),734-736 (1990).
2. A new technology for the modification of product restoration / Skoblo T.S., Sidashenko A.I., Goncharenko A.A., Markov A.V., Mikhailichenko A. C. // The Bulletin of the KhNTUSG named after P. Vasilenko. Issue 158 / Kharkiv, 2015. - p.3-8.
3. Theoretical estimation of structural formation features when introducing carbonaceous powder compositions into a coating / Skoblo T.S., Sidashenko A.I., Goncharenko A.A., Markov A.V., Spolnik A.I., Telyatnikov V.V. // Scientific journal, Technical service of agroindustrial, forestry and transport complexes. 2016, №4 / Kharkiv 2016. - P. 157-163.
4. The peculiarities of structuring during modification of the restored layer by surfacing / Goncharenko A.A., Romanyuk S.P., Poliansky A.S., Omelchenko L.V., Kolomiets V.V. // Scientific journal, Technical service for agro-industrial, forestry and transport complexes. 2017, №10 / Kharkiv 2017. - P. 20-28.
5. Development of the method of after-burning metal modification in the production of high-strength cast iron / Goncharenko O.O., Goncharenko Ye.O., Korotun I.I. / Bulletin of the KHNTUSG them. P. Vasilenko. Issue 183 / Kharkiv, 2017. - P. 151-154.

Головач І.В.

Дорогань О.П.

Національний університет  
біоресурсів і природокористування  
України  
м. Київ, Україна  
E-mail:nubip1601@gmail.com

**ЧИСЛОВИЙ РОЗРАХУНОК МАТЕМАТИЧНОЇ  
МОДЕЛІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ  
ОЧИЩЕННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ  
ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ**

УДК 631.356

*На основі розробленої математичної моделі процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички згідно складеної програми числових розрахунків в системі Mathcad були проведені числові розрахунки кінематичних та конструктивних параметрів еластичною очисної лопаті в залежності від конструктивних параметрів лопатевого очисника, фізико-механічних властивостей гички коренеплодів цукрових буряків та умови не вибивання з ґрунту коренеплодів буряка при їх очищенні на корені. За результатами цих розрахунків побудовані графічні залежності кутової швидкості  $\omega$  обертового руху еластичної очисної лопаті від зазначених параметрів очисника. До цих параметрів відноситься довжина лопаті  $2l$ , яка повинна бути не меншою ніж  $0,4$  м, швидкість  $V_0$  поступального руху, яку необхідно підтримувати в межах  $2,5 \dots 3,0$  м·с<sup>-1</sup>, радіус  $r$  барабана має бути –  $0,25$  м, маса  $m$  еластичної лопаті –  $0,4$  кг, сила  $Q$  зчісування –  $90 \dots 110$  Н.*

**Ключові слова:** буряки цукрові, гичка, очисник, лопать, сила, диференціальні рівняння, конструктивні параметри, числовий розрахунок.

**Актуальність проблеми.** Незважаючи на те, що сучасні технології збирання гички цукрових буряків досягли належного рівня, недоліки збирання гички наявні і досі. Маємо на увазі низьку якість обрізання головок коренеплодів, засміченість гички ґрунтовими домішками, досить великі її втрати тощо. Наявність залишків гички на головках коренеплодів цукрових буряків знижує якість цукроносною сировини, впливає на тривалість зберігання коренеплодів цукрових буряків на цукрових заводах в очікуванні переробки, що в кінцевому разі знижує якість отриманого продукту. Тому виникає необхідність в дослідженні процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички.

Оскільки найбільш поширеними в наш час є лопатеві очисники, то необхідно ретельно теоретично дослідити взаємодію гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду цукрового буряка, яка дасть можливість шляхом числового моделювання обґрунтувати раціональні конструктивні і кінематичні параметри лопатевого очисника з метою підвищення якості очищення.

**Аналіз публікацій, присвячених даній проблемі.** Питання видалення залишків гички з головок коренеплодів цукрових буряків після її основного зрізу на корені розглянуто в роботах [1-5, 7] і ін. У них викладено результати теоретичних і експериментальних досліджень очисників головок коренеплодів буряків різних конструкцій. Однак найбільшого застосування у світі знайшли очисники головок коренеплодів лопатевого типу через простоту їх конструкцій і забезпечення необхідної якості роботи в порівняно сприятливих умовах (відсутність значної кількості черешків гички – коротких, зелених і сухих, полеглих, міцно зв'язаних з головками). Слід відмітити, що у більшості з зазначених вищеробіт при теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних і кінематичних параметрів недостатньо точно й повно враховані створювані ними зусилля зчісування, розмірні характеристики коренеплодів, напрям і модуль робочої швидкості поступального руху очисника, також недостатньо у деяких працях обґрунтована маса еластичних лопатей (бичів) і ін.

Таким чином, дотепер не створені необхідні математичні моделі, що могли б бути покладені в основу розрахунків і проектування будь-якого типу очисників головок коренеплодів буряків.

**Мета дослідження.** Підвищення ефективності і якості виконання технологічного процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички шляхом визначення раціональних параметрів лопатевого очисника на підставі числових розрахунків на ПК розробленої математичної моделі зазначеного технологічного процесу.

**Методичний підхід до проведення досліджень.** При проведенні досліджень використані основні положення вищої математики, теоретичної механіки, а також методи складання програм і проведення числових розрахунків на ПК та аналізу отриманих графічних залежностей.

**Результати дослідження.** На підставі розробленої нами математичної моделі технологічного процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички отримано аналітичний вираз для визначення кутової швидкості  $\omega$  обертання гнучкої очисної лопаті навколо своєї осі, який має наступний вигляд:

$$\omega = \frac{Q V_o t_1^2}{2 \left[ I_c + m(r+l)^2 \right] (\varphi_1 - \omega_1 t_1) - Q(r+2l) t_1^2} + \omega_1, \quad (1)$$

де  $Q$  – сила зчісування залишків гички з головки коренеплоду;  $\omega_1$  – кутова швидкість лопаті відносно шарнірної точки підвісу до барабана після удару об поверхню головки коренеплоду;  $t_1$  – тривалість контакту лопаті головою коренеплоду;  $r$  – радіус барабана;  $m$  – маса лопаті;  $I_c$  – момент інерції лопаті відносно осі обертання, що проходить через центр мас лопаті, паралельно до осі обертання лопаті;  $2l$  – довжина лопаті;  $\varphi_1$  – кут повороту лопаті відносно точки підвісу до барабана за час контакту з головою коренеплоду;  $V_o$  – швидкість поступального руху очисника.

На підставі цієї аналітичної залежності можна обчислити і інші параметри еластичної очисної лопаті, наприклад її масу або довжину.

Для визначення конкретних параметрів технологічного процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків еластичною очисною лопаттю необхідно надалі провести числове моделювання на ПК отриманих теоретичних залежностей. Після складання програми числових розрахунків у системі Mathcad на ПК були проведені числові розрахунки кінематичних і конструктивних параметрів еластичної очисної лопаті залежно від конструктивних параметрів лопатевого очисника, фізико-механічних властивостей гички коренеплодів цукрових буряків і умов невибивання з ґрунту коренеплодів при їхньому очищенні на корені.

Дані постійних величин, які були необхідні для проведення цих розрахунків, наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Значення прийнятих постійних величин при числовому моделюванні на ПК

№ з/п	Найменування	Позначення й одиниця виміру	Значення
1.	Геометричні розміри черешка гички цукрового буряка:	$a$ , мм	5
		$a_o$ , мм	2
		$h$ , мм	5
		$h_o$ , мм	2
2.	Кількість залишків черешків гички на головці коренеплоду цукрового буряка	$n$ , шт.	5
3.	Допустимі дотичні напруження зсуву для черешка гички цукрового буряка	$[\tau]$ , Па	$0,94 \dots 1,14 \cdot 10^6$
4.	Допустима ударна сила вибивання коренеплоду цукрового буряка з ґрунту	$[P]$ , Н	185...432



У результаті проведення числових розрахунків отримані графічні залежності кінематичних і конструктивних параметрів технологічного процесу видалення залишків гички з головок коренеплодів цукрових буряків еластичною очисною лопаттю, яка установлена на горизонтальному привідному валу. Дані представлені на рис. 1-7.

На рис. 1 наведено графік залежності кутової швидкості  $\omega$  обертання привідного горизонтального вала з установленою на ньому еластичною очисною лопаттю залежно від часу  $t_1$  удару.

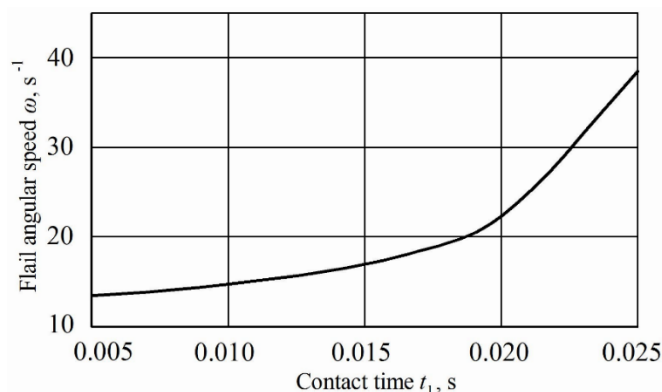


Рис. 1 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  обертального руху від часу  $t_1$  ударного контакту еластичної лопаті з головою коренеплоду буряка

Як видно із представленої графічної залежності при збільшенні часу  $t_1$  ударної взаємодії еластичної очисної лопаті з головою коренеплоду цукрового буряка, зміна кутової швидкості  $\omega$  її обертального руху має вигляд, близький до експоненти. При цьому зміна часу  $t_1$  контакту від 0.005 до 0.018 с забезпечує найбільш постійне значення кутової швидкості  $\omega$  обертального руху, значенню якого й слід надавати перевагу, тобто кутова швидкість  $\omega$  може бути не більшою ніж 20 с<sup>-1</sup>.

Залежності зміни кутової швидкості  $\omega$  обертального руху від довжини  $2l$  лопаті і радіуса  $r$  її підвісу з урахуванням зміни її маси  $m$  представлені на рис. 2 та рис. 3.

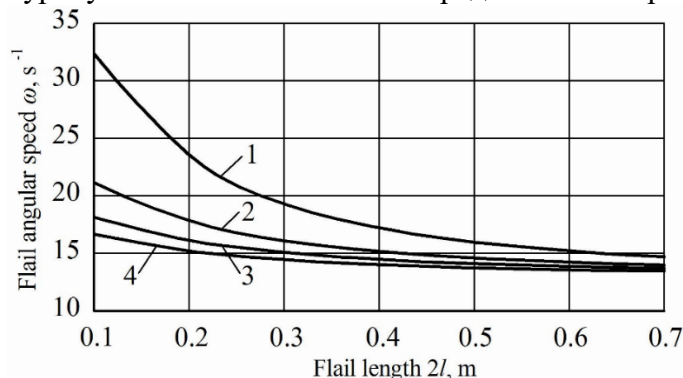


Рис. 2 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  від довжини  $2l$  очисної лопаті при різних значеннях її маси:  
 1 –  $m = 0.25$  kg; 2 –  $m = 0.40$  kg; 3 –  $m = 0.55$  kg; 4 –  $m = 0.70$  kg

Представлені графіки свідчать про те, що кутова швидкість  $\omega$  обертального руху еластичної очисної лопаті має залежність від її довжини  $2l$  близьку до експоненціальної. При цьому видно, що в цьому випадку маса  $m$  очисної лопаті при мінімальному її значенні суттєво впливає на кутову швидкість  $\omega$ . При збільшенні маси  $m$  видно, що вона практично не впливає на цю залежність. Однак для поліпшення впливу довжини  $2l$  очисної лопаті на значення кутової швидкості  $\omega$  її обертального руху довжину очисної лопаті слід вибирати близькою до 0.3...0.4 м, що буде забезпечувати мінімальні значення куто-

вої швидкості  $\omega$ , при якій буде забезпечувана висока якість очищення головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички й не відбудеться вибивання тіл коренеплодів із ґрунту.

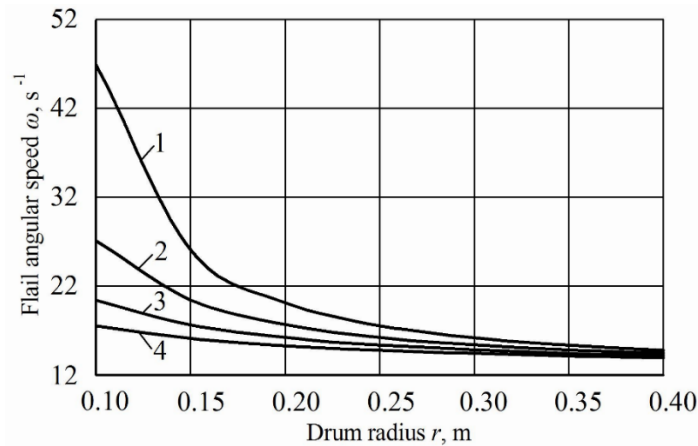


Рис. 3 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  від радіуса  $r$  підвісу лопаті при різних значеннях довжини лопаті  $2l$ :  
 1 –  $2l = 0.1$  m; 2 –  $2l = 0.2$  m; 3 –  $2l = 0.3$  m; 4 –  $2l = 0.4$  m

Що стосується залежності кутової швидкості  $\omega$  від радіуса  $r$  підвісу лопаті, то збільшення значення даного конструктивного параметра очисника головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички на корені також буде забезпечувати мінімальні значення кутової швидкості  $\omega$  обертального руху у випадку використання саме цієї довжини  $2l$  ( $2l = 0.3 \dots 0.4$  м) еластичної очисної лопаті. Таким чином, горизонтальний привідний барабан очисника головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички повинен мати радіус  $r$ , не менший  $0.25 \dots 0.3$  м для раціональних значень довжини лопаті  $2l$ .

Залежність кутової швидкості  $\omega$  обертального руху очисної лопаті від швидкості  $V_o$  поступального руху очисника, з урахуванням довжини самої лопаті  $2l$ , представлена на рис. 4, фактично має лінійний характер.

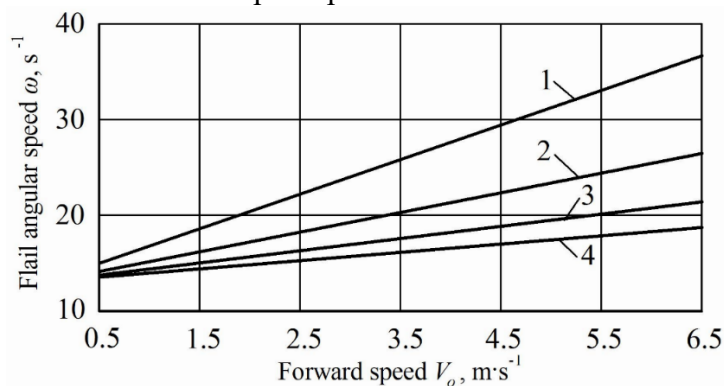


Рис. 4 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  від швидкості  $V_o$  поступального руху при різних значеннях довжини лопаті  $2l$ :  
 1 –  $2l = 0.1$  m; 2 –  $2l = 0.2$  m; 3 –  $2l = 0.3$  m; 4 –  $2l = 0.4$  m

При цьому графіки, представлені на даному рисунку, показують, що явно прослідковується вплив довжини  $2l$  лопаті на розглянуту залежність. Так, при збільшенні довжини  $2l$  лопаті значення кутової швидкості  $\omega$  значно знижуються. Однак найбільш раціональною, як видно з графіків, є швидкість  $V_o$  поступального руху очисника, яка не перевищує  $2.5 \dots 4.5$  м·с⁻¹. При цьому довжина  $2l$  очисної лопаті також повинна бути не меншою  $0.3 \dots 0.4$  м.

Вплив сили зісування  $Q$  на кутову швидкість  $\omega$ , як свідчать отримані графіки (рис. 5), також має вигляд, близький до лінійної залежності. При цьому зростання сили  $Q$  зісування вимагає адекватного збільшення кутової швидкості  $\omega$  обертального руху очисної лопаті. У випадку використання радіусів  $r$  підвісу лопаті мінімальних розмірів

(0.1...0.25 м) зростання кутової швидкості  $\omega$  при збільшенні сили зчісування  $Q$  більш інтенсивні, ніж у випадку, коли величина радіуса  $r$  вибирається близькою до 0.2...0.25 м. Однак, у широкому діапазоні зміни сили зчісування  $Q$ , перевагу слід віддати кутовій швидкості  $\omega$ , що дорівнює  $32.0 \text{ c}^{-1}$ , а радіус  $r$  при цьому повинен бути не більшим, ніж 0.15...0.25 м.

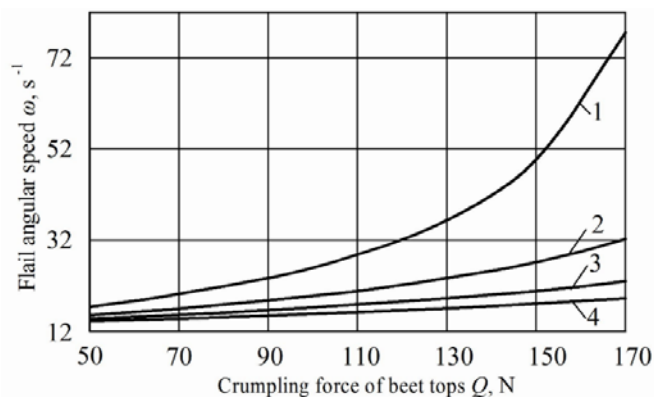


Рис. 5 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  від сили зчісування  $Q$  при різних значеннях радіуса  $r$ :  
 1 –  $r = 0.1 \text{ m}$ ; 2 –  $r = 0.15 \text{ m}$ ; 3 –  $r = 0.2 \text{ m}$ ; 4 –  $r = 0.25 \text{ m}$

Залежність кутової швидкості  $\omega$  обертального руху очисної лопаті від маси  $m$  самої лопаті представлена на рис. 6.

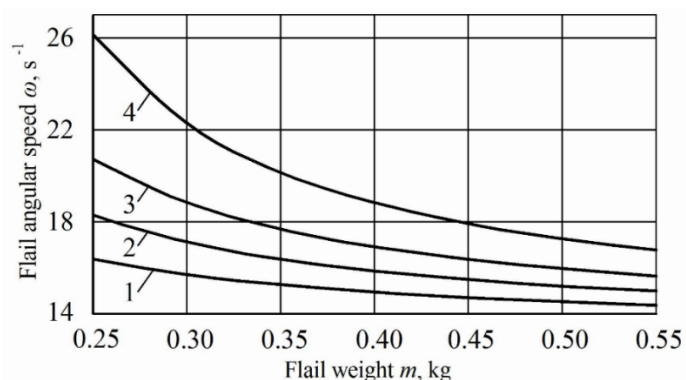


Рис. 6 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  від маси  $m$  лопаті при різних значеннях сили  $Q$  зчісування:  
 1 –  $Q = 50 \text{ N}$ ; 2 –  $Q = 70 \text{ N}$ ; 3 –  $Q = 90 \text{ N}$ ; 4 –  $Q = 120 \text{ N}$

Як видно із наведених графіків, маса  $m$  еластичної очисної лопаті повинна бути не меншою, ніж 0.3...0.35 кг, яка забезпечить високу якість очищення головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички на корені при середньому значенні сили  $Q$  зчісування. При цьому також не відбудеться вибивання коренеплодів цукрового буряка із ґрунту.

Залежність кутової швидкості  $\omega$  обертального руху лопаті від довжини  $2l$  самої лопаті для різної форми поперечного перерізу еластичної очисної лопаті представлена на рис. 7.

Як видно із представлених графіків, форма поперечного перерізу еластичної очисної лопаті впливає на кутову швидкість  $\omega$  обертального руху самої лопаті тільки при малих значеннях її довжини  $2l$ . У випадку ж використання довжини  $2l$  очисної лопаті, визначеної раніше як раціональної, тобто більшої ніж 0.15...0.3 м, форма поперечного перерізу лопаті має на зазначені параметри, що забезпечують високу якість очищення головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички на корені, мінімальний вплив. Тому при використанні довжини  $2l$  еластичної очисної лопаті, більшої, ніж 0,3 м, форма її поперечного перерізу може не враховуватися, оскільки у цьому випадку є несуттєвим параметром.

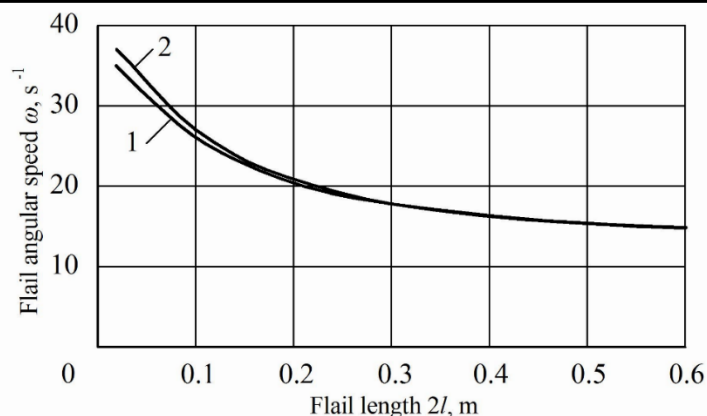


Рис. 7 – Залежність кутової швидкості  $\omega$  від довжини  $2l$  лопаті при різних формах поперечного перерізу лопаті:  
1 – прямокутна; 2 – кругла

Таким чином, на підставі проведеного чисельного моделювання на ПК встановлено, що раціональними кінематичними й конструктивними параметрами очисника головок коренеплодів цукрового буряка від залишків гички на корені еластичною очисною лопаттю, встановленою на привідному горизонтальному валу, з врахуванням не вибивання із ґрунту коренеплодів слід вважати: довжину  $2l$  еластичної очисної лопаті, не меншою 0.3 м, радіус  $r$  барабана, на якому встановлена лопать, не меншим 0.25 м, швидкість  $V_o$  поступального руху очисника не меншою  $2.5 \dots 3.0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ . При цьому маса  $m$  еластичної очисної лопаті повинна бути не меншою, 0.3...0.35 кг. Для зазначених раціональних параметрів очисника головок коренеплодів цукрового буряка на корені еластичною очисною лопаттю, встановленою на горизонтальному привідному валу, форма поперечного перерізу самої лопаті (прямокутна або кругла) не має істотного впливу.

#### Висновки.

1. Як показали числові розрахунки розробленої математичної моделі процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички кутова швидкість обертання гнучкої очисної лопаті (привідного горизонтального вала) може бути не більшою, ніж  $20 \text{ с}^{-1}$ , а швидкість поступального руху очисника повинна бути не меншою  $2.5 \dots 3.0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

2. Раціональними конструктивними параметрами очисника головок коренеплодів цукрового буряка на корені, які забезпечують високі показники якості очищення головок коренеплодів від залишків гички і не вибивання коренеплодів з ґрунту будуть: довжина  $2l$  еластичної очисної лопаті повинна бути не меншою 0.4 м; радіус  $r$  барабана, на якому встановлена лопать, повинен бути також не меншим 0.3 м; маса  $m$  еластичної очисної лопаті повинна бути не меншою 0.3 кг. При цьому форма поперечного перерізу еластичної очисної лопаті (прямокутна або кругла) не має істотного впливу на дані раціональні параметри очисника головок коренеплодів цукрового буряка на корені.

#### Література:

1. Погорілий Л.В., Татянянко Н.В., Брей В.В. та інші. Бурякозбиральні машини. – Київ: Техніка, 1983. – 168 с.
2. Хелемендик М.М. Підвищення механіко-технологічної ефективності трудомістких процесів в буряківництві: Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. – Тернопіль: ТПІ, 1996. – 48 с.
3. Погорілий Л.В. Дослідження і розробка технологічного процесу відділення гички від коренеплодів цукрових буряків: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Київ: УСГА, 1964. – 24 с.

4. Мішин М.А. Дослідження та обґрунтування параметрів робочих органів для доочищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Москва: ВИСХОМ, 1981. – 23 с.
5. Мартиненко В.Я. Розробка конструкції і визначення експлуатаційних параметрів очисників головок коренеплодів: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Тернопіль: ТПСІ, 1992. – 25 с.
6. Бутенін Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретичної механіки. – Том 2. – Москва: Наука, 1985. – 496 с.
7. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини. Монографія. – Київ: Аграрна наука, 2011. – 351 с.

### Summary

**Golovach I.V., Dorogan O.P.** Numerical calculation of the mathematical model of the technological process of cleaning the sugar beet root crops heads from the remains of the gill

*On the basis of the developed mathematical model of the process of cleansing sugar beet root crops heads from the remains of the hive according to the composite numerical calculations program in the Mathcad system, numerical calculations of the kinematic and structural parameters of the elastic cleansing blade were performed, depending on the structural parameters of the blade cleaner, the physical and mechanical properties of the sugar beet root crop joint and conditions of not knocking out root beet root soil at their cleansing at the root. According to the results of these calculations, the graphic dependences of the angular velocity  $\omega$  of the rotary motion of the elastic cleaning blade on the specified parameters of the cleaner are constructed. These parameters include the length of the blade  $2l$ , which must be not less than 0.4 m, the velocity  $V_0$  of the translational motion, which must be maintained within 2.5 ... 3.0 m / s<sup>-1</sup>, the radius  $r$  of the drum must be 0,25 m, mass  $m$  of elastic shovel – 0.4 kg, power of combing  $Q$  – 90 ... 110 N*

**Keywords:** sugar beet, hitch, purifier, blade, force, differential equations, constructive parameters, numerical calculation.

### References

1. Pogorilij L.V., Tatyanko N.V., Brej V.V. та insh. Buryakozbiralni mashini. – Kiyiv: Tehnika, 1983. – 168 s.
2. Helemendik M.M. Pidvishennya mehaniko-tehnologichnoyi efektyvnosti trudemistkih procesiv v buryakivnictvi: Avtoref. dis. ... d-ra. tehn. nauk. – Ternopil: TPI, 1996. – 48 s.
3. Pogorilij L.V. Doslidzhennya i rozrobka tehnologichnogo procesu viddilennya gichki vid koreneplodiv cukrovih buryakiv: Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. – Kiyiv: USGA, 1964. – 24 s.
4. Mishin M.A. Doslidzhennya ta obgruntuvannya parametriv robochih organiv dlya doochishennya golovok koreneplodiv cukrovih buryakiv vid zalishkiv gichki: Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. - Moskva: VISHOM, 1981. – 23 s.
5. Martinenko V.Ya. Rozrobka konstrukciyi i viznachennya ekspluatacijnih parametriv ochisnikov golovok koreneplodiv: Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. – Ternopil: TPSI, 1992. – 25 s.
6. Butenin N.V., Lunc Ya.L., Merkin D.R. Kurs teoretichnoyi mehaniki. – Tom 2. – Moskva: Nauka, 1985. – 496 s.
7. Bulgakov V.M. Buryakozbiralni mashini. Monografiya. – Kiyiv: Agrarna nauka, 2011. – 351 s.

Гринченко О.С.,  
Алфьоров О.І.,  
Юр'єва Г.П.

Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені П.Василенка,  
м. Харків, Україна  
E-mail: nadezhnost@ukr.net

ПРОГНОЗУВАННЯ ТА КЕРУВАННЯ МЕХАНІЧНОЮ  
НАДІЙНІСТЮ ЗА ДОПОМОГОЮ  
ІНВЕРСІЙНОГО МЕТОДУ

УДК 62-192.642.041

*У роботі запропонований інверсійний метод, що дозволяє визначати параметри навантаженості пружних елементів*

**Ключові слова:** *інверсійний метод, пружний елемент, екстремальне навантаження, імовірність безвідмовної роботи, коефіцієнт запасу.*

**Постановка проблеми.** До раптових механічних відмов мобільної техніки зазвичай відносять різні види об'ємного і поверхневого руйнування, що призводять до втрати працездатності, наприклад, раптове квазістатичне руйнування або залишкова деформація, обумовлені екстремальними навантаженнями. Особливу увагу слід приділяти раптовим механічним відмовам тому, що їх виникнення практично неможливо діагностувати і відповідно передбачати моменти відмов. Це може негативно впливати на конкурентоспроможність техніки. Тому під час проектування необхідно таким чином обирати конструктивні і технологічні параметри, щоб вони забезпечували достатній рівень його безвідмовності, що гарантується впродовж заданого періоду експлуатації.

В роботах [1, 2] розроблені стохастичні моделі, використання яких дозволяє прогнозувати зміну імовірності безвідмовної роботи в залежності від наробітку у випадку раптових механічних відмов. Виконувати прогнозування надійності можливо, якщо відомі певні характеристики механічної навантаженості об'єкту, що розробляється. Період проектування зазвичай достатньо обмежений у часі і тому заздалегідь отримати у достатньому обсязі експериментальні дані щодо екстремальних навантажень в експлуатації, які були б вірогідними у статистичному аспекті, практично неможливо. Залишається використовувати розрахункові методи динамічного аналізу напружено-деформованого стану або методи експертного узагальнення досвіду експлуатації виробів, які є конструктивними аналогами об'єкту, що проектується. Кожний з цих шляхів має певні недоліки.

Перспективним напрямком удосконалення інженерного прогнозування та забезпечення механічної надійності є використання інверсійного методу та інвертуємих стохастичних моделей надійності [3, 4, 5]. Моделі, що наведені у [1], цілком відповідають вимогам, яким повинні задовольняти інвертуємі моделі механічної надійності. Статистичне оцінювання залежності імовірності безвідмовної роботи від наробітку у випадку механічних відмов зазвичай виконується за цензурованими вибірками даних, які складаються з наробітків до відмови та наробітків до припинення випробувань у виробів, що не відмовляли [5].

**Метою роботи** є удосконалення інверсійного методу прогнозування механічної надійності та застосування його у випадку забезпечення безвідмовності від раптових руйнувань.

**Загальна концепція застосування інверсійного методу.** Компенсувати нестачу експериментальної інформації щодо можливої експлуатаційної навантаженості проектуємого об'єкту доцільно, базуючись на статистичних даних відносно механічної надійності подібних до проектуємого за конструкцією та умовами використання виробів-аналогів, які мають достатньо великий наробіток в умовах реальної експлуатації. Наявність

певної теоретичної моделі надійності придатної і пристосованої до прогнозування імовірності безвідмовної роботи в залежності від узагальнених характеристик зовнішньої навантаженості проектуємого об'єкту принципово дозволяє розв'язати за допомогою тієї ж моделі і обернену інверсійну задачу: вважаючи відомою статистично визначену залежність імовірності безвідмовної роботи від наробітку знаходити відповідні характеристики зовнішньої навантаженості.

Складність розв'язку оберненої задачі полягає в тому, що таке обернення не гарантує однозначного визначення шуканих характеристик навантаженості. Це призводить, по-перше, до необхідності визначати параметри теоретичної моделі, використовуючи якийсь з обраних критеріїв її найкращого наближення до статистичної. По-друге, з цього виходить, що еквівалентність знайдених таким чином характеристик навантаженості реальним експлуатаційним є умовною. Однак, безсумнівною перевагою інверсійного методу є стимулювання корисного використання реальних статистичних даних, які можливо отримувати у значному обсязі шляхом моніторингу надійності, що не потребує великих витрат.

**Забезпечення надійності пружних елементів від раптових руйнувань інверсійним методом.** Пружні елементи в машинах зазвичай витримують значні напруження, працюючи у режимах, пов'язаних з виникненням великих деформацій. Останнім часом застосування пружних елементів поширилось і на ґрунтообробну техніку: культиватори з робочими органами на пружній підвісці та борони [6, 7]. У зв'язку з цим виникає актуальність проблеми забезпечення міцнісної надійності агрегатів з великою кількістю елементів, що в умовах експлуатації пружно деформуються. Вирішувати таку проблему необхідно під час проектування, коли закладається майбутня безвідмовність техніки.

Реалізація інверсійного методу прогнозування надійності пружних елементів розглянемо на прикладі ресор трактора. Аналіз цензурованих статистичних даних щодо надійності ресор під час виконання сільськогосподарських робіт був проведений за допомогою множильного методу [5]. Результатом є табл. 1, в якій по інтервалах наведені значення імовірності безвідмовної роботи ресор до наробітку 4800 мото-годин. До цього наробітку має місце стабілізація величини імовірності безвідмовної на рівні 0,941, що є ознакою раптового характеру виникаючих руйнувань.

У якості теоретичної моделі надійності ресор застосуємо стохастичні моделі раптових руйнувань, обумовлених екстремальними навантаженнями, які наведені у [1].

Таблиця 1

Статистична модель надійності ресори

№ інт.	1	2	3	4	5	6	7	8
$t_i$ , мото-год	600	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800
$R_i^*$	0,995	0,989	0,968	0,951	0,941	0,941	0,941	0,941

Загальну теоретичну залежність імовірності безвідмовної роботи від наробітку можливо задати у вигляді

$$R(t_i) = \int_0^1 e^{-\omega_0 t_i [1 - F_1(G)]} dG, \quad (1)$$

де  $\omega_0$  – інтенсивність діючих екстремальних навантажень на ресору;  $t_i$  - наробіток, що відповідає  $i$ -му інтервалу (табл. 1);  $F_1(G)$  функція одиничного розподілу навантаження.

Розглянуто два варіанти задання функції одиничного розподілу навантаження [1]:

- з використанням закону Вейбулла

$$F_1(G) = 1 - (1 - G)^{\bar{K}^b}, \quad (2)$$

де  $\bar{K}$  – коефіцієнт запасу, що обраховується як відношення середніх величин несівної здатності та екстремальних навантажень;

- з використанням закону Фреше

$$F_1(G) = G^{\frac{1}{\bar{K}^\rho}}, \quad (3)$$

де  $b$  і  $\rho$  – коефіцієнти форми розподілів Вейбулла і Фреше.

Критерієм найкращого наближення теоретичної моделі надійності (1) до статистичної (табл. 1) було обрано цільову функцію  $\Phi(\omega_0, \bar{K}, b)$ , яка була побудована за методом найменших квадратів:

$$\Phi(\omega_0, \bar{K}, b) = \sum_{i=1}^k (R(t_i) - R_i^*)^2. \quad (4)$$

Числова комп'ютерна мінімізація функції  $\Phi(\omega_0, \bar{K}, b)$  дозволила визначити характеристики еквівалентної навантаженості ресор у випадку двох обраних варіантів функції одиничного розподілу навантажень (2) і (3). Таким чином було визначено два варіанти сукупності параметрів еквівалентної навантаженості:

1) Модель з розподілом Вейбулла:  $\omega_0 = 0,004$ ;  $\bar{K} = 1,41$ ;  $b = 12$

2) Модель з розподілом Фреше:  $\omega_0 = 0,05$ ;  $\bar{K} = 1,8$ ;  $\rho = 13,7$

Використовуючи ці дані за допомогою моделі (1) виконано прогнозування імовірності безвідмовної роботи на період до 10 тис. годин (рис. 1)

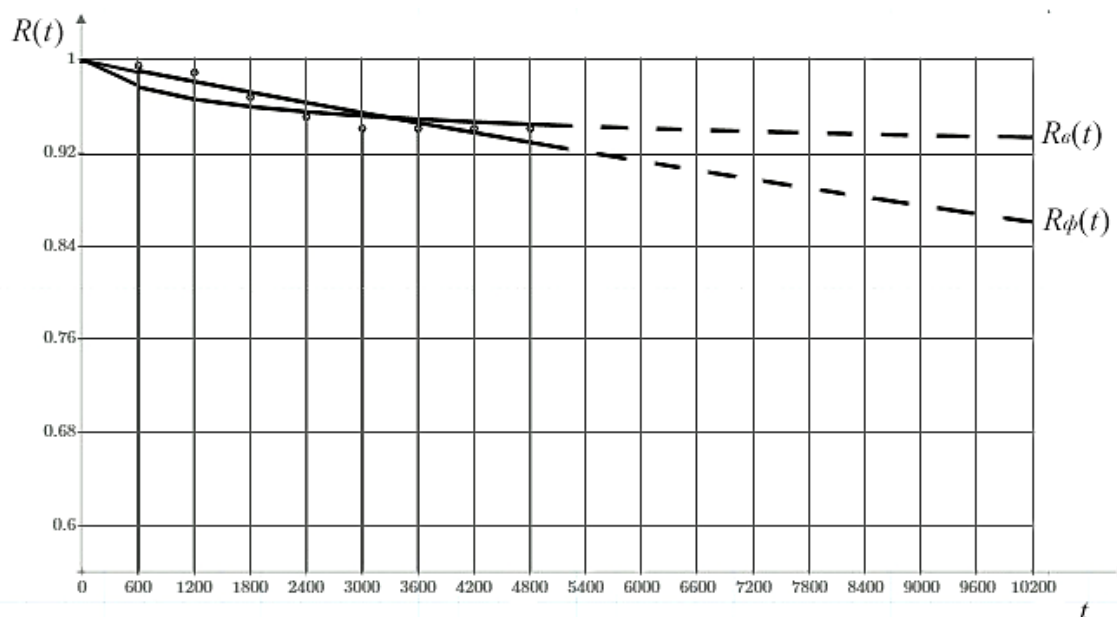


Рис. 1 – Прогнозуємі залежності:  $R_e(t)$  - за розподілом Вейбулла;  $R_\phi(t)$  - за розподілом Фреше

Знайдені характеристики еквівалентної навантаженості ресор на наступному етапі доцільно використовувати, щоб забезпечити заданий прогнозований рівень безвідмовності за рахунок модернізації і зміни конструктивних параметрів. Наявність загальної моделі моделі надійності (1) дозволяє на заданий період прогнозувати імовірність безвідмовної роботи, яка відповідає заданій сукупності параметрів  $\omega_0, \bar{K}$ , а також  $b$  або  $\rho$ . В процесі проектування вплинути на інтенсивність виникнення екстремальних наван-



тажень неможливо. Аналогічно слід залишити незмінними і характеристики випадкового розсіювання навантажень  $b$  і  $\rho$ .

Тому керованим відносним параметром навантаженості залишається коефіцієнт запасу  $\bar{K}$ . Прогнозування імовірності  $R_g(t)$  за розподілом Вейбулла до наробітку 10 тис. годин дозволило визначити, що  $R_g(10000) = 0,99$ , якщо збільшити коефіцієнт запасу до 1,67, або у 1,18 рази. Прогнозування за розподілом Фреше призводить до необхідності для забезпечення умови  $R_\phi(10000) = 0,99$  збільшити коефіцієнт запасу у 1,23 рази, піднявши його до значення  $\bar{K} = 2,21$ . Таке збільшення можливо виконати за рахунок зміни конструкції ресори, за рахунок якої повинен у 1,23 рази зрости момент опору згину ресори.

**Висновок.** Запропонований інверсійний метод дозволяє визначати параметри навантаженості пружних елементів, щоб забезпечити заданий рівень імовірності безвідмовної роботи 0,99, а також визначено оптимальне значення коефіцієнту запасу, для його забезпечування. Це можна досягти за рахунок збільшення моменту опору згину ресори.

### Література

1. Гринченко А.С., Алферов А.И. Основы прогнозирования и управления надежностью в условиях экстремальных нагрузок – Х.: ТОВ «Планета-Принт», 2017. – 136 с.
2. Гринченко А.С., Алферов А.И. Прогнозирование надежности элементов машин при случайном пуассоновском потоке экстремальных нагружений / А.С. Гринченко, А.И. Алферов // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – 2017. – №7 – С. 141-148
3. Гринченко А.С. Инверсионный метод оценки расчетных характеристик эксплуатационной нагруженности элементов трактора / А.С. Гринченко // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. трудов ХГТУСХ, Харьков, 2002. – С.62 – 77
4. Гринченко А.С. Инверсионное оценивание эквивалентной нагруженности. Материалы конференции «Современные проблемы инновационного развития агроинженерии» БГСА им. В.Я. Горина, Белгород, 2012. – С. 20-24
5. Гринченко А.С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль – Х.: Віровець А.П. «Апостроф», 2012. – 259 с.
6. Гринченко А.С., Алферов А.И. Методология обеспечения механической надежности почвообрабатывающих машин при проектировании / А.С. Гринченко, А.И. Алферов // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Vol. 18. No. 5., Lublin, 2016. – С. 205-212
7. Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Гуменюк Ю.О., Гуцол О.П. Физико-механический анализ автоколебательных режимов работы вибрационной рыхлительной лапы культиватора / Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол // Вібрації в техніці та технологіях Вібрації в техніці та технологіях. – Вып. 4 (68), НУБіП, 2012. – С. 24-30

### Summary

**Grinchenko O.S., Alfeyorov O.I., Yurueva G.P.** Forecasting and managing mechanical reliable with aid investment method

*The paper proposes an inversion method that allows determining the load parameters of elastic elements.*

*Elastic elements in machines usually withstand significant stress, working in modes associated with the emergence of large deformations. Recently, the use of elastic elements has*

*spread to the soil machinery: cultivators with working bodies on an elastic suspension and harrows. In connection with this, the urgency of the problem of ensuring the robust reliability of aggregates with a large number of elements, which under the conditions of use elastically deformed. Solving such a problem is necessary during design, when the future failure of technology is laid.*

*Implementation of the inversion method of predicting the reliability of elastic elements is considered by the example of the tractor's rider. The analysis of censored statistical data on the reliability of the spring during agricultural work was carried out using a multiplicative method. The result is a tabl. 1, in which the intervals show the value of the probability of failure-free operation of the springs up to the time of 4800 moto-hours. Prior to this, there is a stabilization of the magnitude of the probability of failure at the level of 0.941, which is a sign of the sudden nature of the ensuing destruction.*

*The found characteristics of the equivalent loading springs at the next stage should be used to provide a given predicted level of failure due to the modernization and change of design parameters. The presence of a general model of reliability model allows for a given period to predict the probability of failure-free operation, which corresponds to a given set of parameters. In the design process, it is impossible to influence the intensity of the occurrence of extreme loads. Similarly, it is necessary to leave the characteristics of accidental dispersion of loads unchanged.*

**Keywords:** *inversion method, elastic element, extreme load, probability of failure-free operation, factor of reserve.*

## References

1. Grinchenko A.S., Alferov A.I. Osnovy prognozirovaniya i upravleniya nadezhnostyu v usloviyah ekstremalnykh nagruzok – H.: TOV «Planeta-Print», 2017. – 136 s.
2. Grinchenko A.S., Alferov A.I. Prognozirovanie nadezhnosti elementov mashin pri sluchaynom puassonovskom potoke ekstremalnykh nagruzheniy / A.S. Grinchenko, A.I. Alferov // Naukoviy zhurnal «Tehnichniy servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksu». – 2017. – #7 – S. 141-148
3. Grinchenko A.S. Inversionnyi metod otsenki raschetnykh harakteristik ekspluatatsionnoy nagruzhennosti elementov traktora / A.S. Grinchenko // Traktornaya energetika v rastenievodstve. Sb. nauch. trudov HGTUSH, Harkov, 2002. – S.62 – 77
4. Grinchenko A.S. Inversionnoe otsenivanie ekvivalentnoy nagruzhennosti. Materialy konferentsii «Sovremennyye problemy innovatsionnogo razvitiya agroinzhenerii» BGSA im. V.Ya. Gorina, Belgorod, 2012. – S. 20-24
5. Grinchenko A.S. Mehanicheskaya nadezhnost mobilnykh mashin: Otsenka, modelirovanie, kontrol – H.: Virovets A.P. «Apostrof», 2012. – 259 s.
6. Grinchenko A.S., Alferov A.I. Metodologiya obespecheniya mehanicheskoy nadezhnosti pochvoobrabatyvayushchikh mashin pri proektirovanii / A.S. Grinchenko, A.I. Alferov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Vol. 18. No. 5., Lublin, 2016. – S. 205-212
7. Voytyuk D.G., Chovnyuk Yu.V., Gumenyuk Yu.O., Gutsol O.P. Fiziko-mekhanicheskiy analiz avtokolebatelnykh rezhimov raboty vibratsionnoy ryhlitelnoy lapyi kultivatora / D.G. Voytyuk, Yu.V. Chovnyuk, Yu.O. Gumenyuk, O.P. Gutsol // Vibrationi v tehnitsi ta tehnologiyah Vibrationi v tehnitsi ta tehnologiyah. – Vyp. 4 (68), NUBIP, 2012. – S. 24-30

Калінін Є.І.,  
Романченко В.М.,  
Шуляк М.Л.,  
Поляшенко С.О.  
Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені Петра Василенка,  
м. Харків, Україна  
E-mail: kalininhntusg@gmail.com

## БАЛАНСУВАННЯ ВАЛІВ З УРАХУВАННЯМ ЇХ ДЕФОРМАЦІЙ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

УДК 631.317

*В роботі розглянуто один з методів рівноваження валів з урахуванням їх деформацій в процесі експлуатації. Звернуто увагу на той факт, що в процесі експлуатації на режимах, які значно нижче резонансних, висувається вимога щодо зниження пружних коливань вала, які негативно впливають на величину переданого крутного моменту і знижують коефіцієнт корисної дії всього передавального ланки.*

*Встановлено, що при вивченні системи «гнучкий вал», остання повинна розглядатися як система з розподіленими параметрами у вигляді жорсткості і маси. Крім того, визначено, що при балансуванні можна враховувати тільки перші дві гармоніки небалансу.*

**Ключові слова:** гнучкий вал, деформація, гармоніка небалансу, система з розподіленими параметрами

**Вступ.** Обертання неврівноваженого ротора призводить до виникнення інерційних зусиль, які впливають на опори ротора і призводять до виникнення вібрацій машини. Автори всіх робіт по балансуванню роторів традиційно вважають, що прояв неврівноваженості у вигляді інерційних зусиль не залежить від сталості кутової швидкості його обертання і тому, приймаючи цю швидкість постійною, вважають величини цих зусиль постійними, а напрямок змінним, так як ці зусилля, будучи пов'язаними з незмінною геометрією мас ротора, обертаються разом з ним. Тому динамічні впливи на машину від неврівноваженості її ротаційного агрегату покладаються гармонійними з частотою обертання ротора. Така динамічна модель неврівноваженого ротора на машині адекватна представленню ротора як абсолютно жорсткого тіла, що обертається в абсолютно жорстких опорах з постійною кутовою швидкістю

**Аналіз основних публікацій та досліджень.** Процес балансування роторів зводиться до визначення величини і місця розташування додаткових мас, які повинні бути прикріплені до місця з тим, щоб звести до мінімуму реакції в опорах [1, 2]. Однак в деяких випадках, навіть при порівняно жорстких валах, що працюють в дорезонансному режимі, умови його роботи вимагають зведення до заданого мінімуму пружних коливань валу, що порушують технологічний процес. При цьому доводиться мати справу з системою, яка має розподілені параметри (масу і жорсткість), яку ми і будемо називати гнучким валом. Під балансуванням гнучкого валу ми розуміємо процес визначення і компенсації відцентрових сил незбалансованих мас останнього [3, 4].

**Метою даної роботи** є розробка методики балансування гнучкого валу з урахуванням його прогину під час експлуатації.

**Вирішення задачі.** Введемо дві системи осей з початком їх на геометричній вісі обертання  $z$  (рис. 1): нерухомі вісі  $x$ ,  $y$ ,  $z$  і вісі  $\xi$ ,  $\eta$ ,  $z$ , що обертаються разом з валом з кутовою швидкістю  $\omega$ , яку будемо припускати значно меншою першої власної частоти коливань валу.

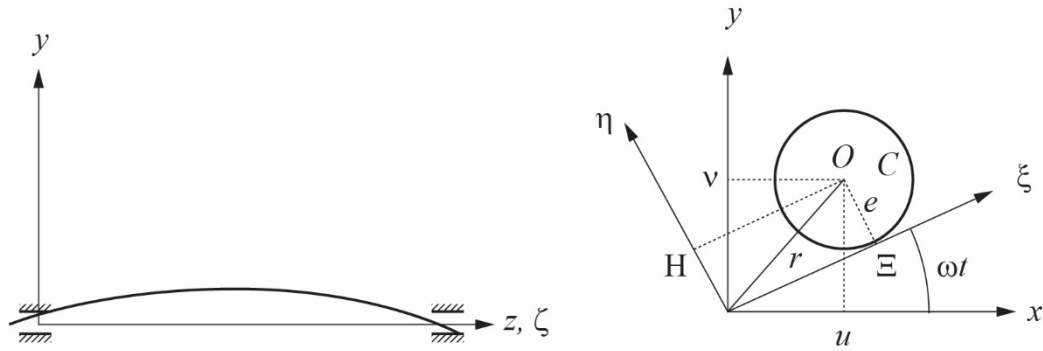


Рис. 1 – Розрахункова схема системи «гнучкий вал»

Нехай точка  $O$  деякого перетину при відсутності обертання збігалася з геометричною віссю. При обертанні валу ця точка, внаслідок наявності небалансу, отримає переміщення, яке визначається радіус-вектором  $r$ . Проекції цього переміщення на вісі  $x$ ,  $y$  позначимо через  $u$ ,  $v$ , а проекції його на вісі  $\xi$ ,  $\eta$  – через  $\Xi$ ,  $H$ . Очевидно, що:

$$\begin{cases} \Xi = u \cos \omega t + v \sin \omega t; \\ H = -u \sin \omega t + v \cos \omega t. \end{cases} \quad (1)$$

Небаланс валу в кожному даному перетині визначається відстанню  $e$  від точки  $O$  до центру ваги перетину  $C$ ; його проекції на вісі  $x$ ,  $y$  та  $\xi$ ,  $\eta$ , які пов'язані між собою співвідношеннями:

$$\begin{cases} e_x = e_\xi \cos \omega t - e_\eta \sin \omega t; \\ e_y = e_\xi \sin \omega t + e_\eta \cos \omega t. \end{cases} \quad (2)$$

Рівняння руху ділянки валу в нерухомих вісях  $x$ ,  $y$  мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} \rho(\ddot{u} - \omega^2 e_x) = -EJu^{IV} - \beta\dot{u}; \\ \rho(\ddot{v} - \omega^2 e_y) = -EJv^{IV} - \beta\dot{v}. \end{cases} \quad (3)$$

Тут  $E$  – модуль пружності матеріалу валу;  $J$  – момент інерції перерізу;  $\beta$  – коефіцієнт тертя;  $\rho = \frac{\gamma S}{g}$  – щільність (маса одиниці довжини);  $\gamma$  – питома вага;  $S$  – площа перерізу валу. Всі ці параметри передбачаються постійними.

Вводячи позначення

$$\alpha^4 = \frac{EJg}{\gamma S}, \quad 2h = \frac{\beta g}{\gamma S}. \quad (4)$$

та враховуючи співвідношення (2), перепишемо рівняння (3) наступним чином:

$$\begin{cases} \ddot{u} + 2h\dot{u} + \alpha^4 u^{IV} = \omega^2 (e_\xi \cos \omega t - e_\eta \sin \omega t); \\ \ddot{v} + 2h\dot{v} + \alpha^4 v^{IV} = \omega^2 (e_\xi \sin \omega t + e_\eta \cos \omega t). \end{cases} \quad (5)$$

Вважаючи в формулах (5)  $e_\xi = e_\eta = 0$ , отримаємо рівняння вільних коливань валу. Опори валу при малих переміщеннях мають властивості шарнірів, тому крайові умови мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} u(0) = u''(0) - u(l) = u''(l) = 0; \\ v(0) = v''(0) - v(l) = v''(l) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

При цьому отримаємо відомий частинний розв'язок рівнянь (5) для вільних коливань:

$$u^\circ = U_m^\circ(t) \sin \frac{m\pi z}{l}, \quad v^\circ = V_m^\circ(t) \sin \frac{m\pi z}{l}. \quad (7)$$

причому  $\frac{m\pi z}{l}$  – форма коливань з номером « $m$ »;  $l$  – довжина валу, а функції  $U_m^\circ(t)$ ,  $V_m^\circ(t)$  мають вигляд затухаючих коливань, частота яких, внаслідок малості коефіцієнта тертя  $h$ , може бути підрахована за формулою:

$$\omega_m = \frac{m^2 \pi^2 \alpha^2}{l^2} = \frac{m^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJg}{\gamma S}}. \quad (8)$$

Формула (8) визначає критичні кутові швидкості валу. Для знаходження вимушених коливань, обумовлених рівняннями (5), представимо складові небалансу  $e_\xi$  і  $e_\eta$  розкладеними в ряд за власними функціями (формами) вільних коливань:

$$e_\xi = \sum_{m=1}^{\infty} A_m \sin \frac{m\pi z}{l}, \quad e_\eta = \sum_{m=1}^{\infty} B_m \sin \frac{m\pi z}{l}. \quad (9)$$

Тут постійні  $A_m$ ,  $B_m$  – коефіцієнти Фур'є для функцій  $e_\xi$  та  $e_\eta$ , що визначаються за формулами:

$$A_m = \frac{2}{l} \int_0^l e_\xi(z) \sin \frac{m\pi z}{l} dz, \quad B_m = \frac{2}{l} \int_0^l e_\eta(z) \sin \frac{m\pi z}{l} dz. \quad (10)$$

У відповідності з (9) розв'язок рівнянь (5) також представляється рядами:

$$u = \sum_{m=1}^{\infty} U_m(t) \sin \frac{m\pi z}{l}, \quad v = \sum_{m=1}^{\infty} V_m(t) \sin \frac{m\pi z}{l}, \quad (11)$$

причому функції  $U_m(t)$  і  $V_m(t)$  повинні визначатися з рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{U}_m + 2h\dot{U}_m \frac{m^4 \pi^4 \alpha^4}{l^4} U_m = (A_m \cos \omega t - B_m \sin \omega t) \omega^2; \\ \ddot{V}_m + 2h\dot{V}_m \frac{m^4 \pi^4 \alpha^4}{l^4} V_m = (A_m \sin \omega t - B_m \cos \omega t) \omega^2. \end{cases} \quad (12)$$

Легко бачити, що сталий режим вимушених коливань визначається виразами:

$$\begin{cases} U_m(t) = K_m \cos \omega t - L_m \sin \omega t; \\ V_m(t) = K_m \sin \omega t - L_m \cos \omega t, \end{cases} \quad (13)$$

де

$$K_m = \frac{(m^4 \lambda^2 - 1) A_m + \sigma B_m}{(m^4 \lambda^2 - 1)^2 + \sigma^2}, \quad L_m = \frac{(m^4 \lambda^2 - 1) B_m + \sigma A_m}{(m^4 \lambda^2 - 1)^2 + \sigma^2}. \quad (14)$$

Тут введені позначення  $\lambda = \frac{\omega_1}{\omega}$ ;  $\sigma = \frac{2h}{\omega}$ ; крім того, ми скористалися співвідношенням  $\omega_m = m^2 \omega_1$ . Зазвичай частота робочих оборотів значно менше першої власної частоти  $\omega_1$  (відношення  $\frac{\omega_1}{\omega}$  має порядок 3...4,5). Розглядаючи саме такий випадок (далеко від резонансу), ми можемо знехтувати тертям, тобто покласти  $\sigma = 0$ . Тоді формули (14) значно спростяться:

$$K_m = \frac{A_m}{m^4 \lambda^2 - 1}, \quad L_m = \frac{B_m}{m^4 \lambda^2 - 1}. \quad (15)$$

Підставляючи вирази (15) в систему (13), а (13) в (11), отримаємо:

$$\begin{cases} u = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^4 \lambda^2 - 1} (A_m \cos \omega t - B_m \sin \omega t) \sin \frac{m\pi z}{l}; \\ v = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m^4 \lambda^2 - 1} (B_m \cos \omega t + A_m \sin \omega t) \sin \frac{m\pi z}{l}. \end{cases} \quad (16)$$

Якщо перейти тепер до проєкцій переміщень на вісі  $\xi\eta$ , які обертаються разом з валом, то, відповідно до формул (1), отримаємо:

$$\begin{cases} \Xi = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{A_m}{m^4 \lambda^2 - 1} \sin \frac{m\pi z}{l}; \\ \text{H} = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{B_m}{m^4 \lambda^2 - 1} \sin \frac{m\pi z}{l}. \end{cases} \quad (17)$$

Як видно з (16) або (17), амплітуди коливань гармонік містять в знаменнику порядок гармоніки  $m$  в четвертому ступені. Тому при балансуванні ми будемо брати до уваги тільки дві перші гармоніки небалансу і відповідно з рядів (16) і (17) залишимо тільки члени, що відповідають елементам з індексами  $m = 1$  і  $m = 2$ .

Перейдемо тепер безпосередньо до проблеми балансування гнучкого валу, тобто до визначення небалансу і його компенсації додатковими вантажами. Визначення небалансу, очевидно, полягає в знаходженні величин  $A_m$  і  $B_m$ , які за фізичним змістом є амплітудами гармонік небалансу в його розкладанні за власними функціями. Однак компенсацію цього небалансу ми будемо проводити зосередженими вантажами, поміщаючи їх в деяких перетинах валу, що визначаються значеннями координати  $z$ .

Знайдемо насамперед спектр гармонік небалансу, одержуваного від зосередженого вантажу  $q$ , якій поміщено на відстані  $r$  від вісі валу в перерізі  $z = \varsigma$ . Нехай, наприклад, вантаж  $q_\xi$  розташований в площині  $z\xi$  системи координат, що обертається. Тоді функція  $e_\xi(z)$  в формулі (10) буде визначатися співвідношеннями:

$$\begin{aligned} e_\xi(z) &= 0 \text{ при } 0 \leq z < \varsigma - \frac{\varepsilon}{2} \text{ або при } \varsigma + \frac{\varepsilon}{2} < z \leq l \\ e_\xi(z) &= \frac{rq_\xi l}{Q\varepsilon} \text{ при } \varsigma - \frac{\varepsilon}{2} \leq z \leq \varsigma + \frac{\varepsilon}{2}, \end{aligned}$$

де  $Q$  – вага валу;  $\varepsilon$  – довжина ділянки валу, на якій фактично розподілений вантаж  $q_\xi$ .

Провівши обчислення за формулою (10) і спрямовуючи  $\varepsilon$  до нуля, отримаємо:

$$A_m = \frac{2rq_\xi}{Q} \sin \frac{m\pi\varsigma}{l}. \quad (18)$$

Аналогічно, для вантажу  $q_\eta$ , що діє в площині  $z\eta$ , маємо:

$$B_m = \frac{2rq_\eta}{Q} \sin \frac{m\pi\varsigma}{l}. \quad (19)$$

Помістимо, наприклад, вантажі  $q_\xi$  та  $q_\eta$  посередині валу  $\left(\varsigma = \frac{1}{2}\right)$ , тоді за формулами (18) і (19) маємо:

$$\begin{cases} A_1 = \frac{2rq_\xi}{Q}, A_2 = 0, A_3 = -\frac{2rq_\xi}{Q}, A_4 = 0, \dots \\ B_1 = \frac{2rq_\eta}{Q}, B_2 = 0, B_3 = -\frac{2rq_\eta}{Q}, B_4 = 0, \dots \end{cases} \quad (20)$$

після чого за формулами (17) отримаємо наступні значення динамічних прогинів в вісях  $\xi\eta$ , що обертаються (при цьому припущено, що  $\lambda^2 \gg 1$ ):

$$\begin{aligned}\Xi &\approx \frac{2rq_\xi}{\lambda^2 Q} \left( \sin \frac{\pi z}{l} - \frac{1}{81} \sin \frac{3\pi z}{l} + \dots \right); \\ \text{H} &\approx \frac{2rq_\eta}{\lambda^2 Q} \left( \sin \frac{\pi z}{l} - \frac{1}{81} \sin \frac{3\pi z}{l} + \dots \right).\end{aligned}$$

Таким чином, посередині валу вантаж створює динамічні прогини, які з точністю до 1% представляють першу форму пружної лінії вигнутого валу.

Помістимо тепер на валу два однакових вантажу  $q$  в перетинах  $\varsigma_1 = \frac{l}{4}$  і  $\varsigma_2 = \frac{3l}{4}$  на відстанях  $r_1 = r$  і  $r_2 = -r$  від вісі (тобто вантажі розташовані на діаметрально протилежних твірних). В цьому випадку коефіцієнти Фур'є, відповідно до формул (10) і (18), будуть:

$$\begin{cases} A_1 = 0, A_2 = \frac{4rq_\xi}{Q}, A_3 = A_4 = A_5 = 0, \dots \\ B_1 = 0, B_2 = \frac{4rq_\eta}{Q}, B_3 = B_4 = B_5 = 0, \dots \end{cases} \quad (21)$$

Отже, два вантажа, які розташовані на діаметрально протилежних твірних в перетинах  $\varsigma_1 = \frac{l}{4}$  і  $\varsigma_2 = \frac{3l}{4}$  з дуже високою точністю створять прогини, що представляють другу форму пружної лінії валу.

Площину, в якій лежить перша форма небалансу, ми можемо знайти, заміривши фазу коливання відносно валу (вібродатчик поміщається в середньому перерізі валу). Направимо вісь  $\xi$  системи, що обертається, по радіусу, що проходить через твірну, яка лежить в площині небалансу. При цьому для першої форми небалансу отримаємо:

$$A_1 \neq 0, B_1 = 0.$$

В точці  $z = \frac{l}{2}$  знайдемо:

$$\begin{cases} u\left(\frac{l}{2}\right) = A_1 \frac{\cos \omega t}{\lambda^2 - 1}; \\ v\left(\frac{l}{2}\right) = A_1 \frac{\sin \omega t}{\lambda^2 - 1} \end{cases} \quad (22)$$

Нехай амплітуда коливань, яка заміряна в середньому перерізі валу, буде  $C_1$ , тоді з будь-якого співвідношення формул (22) знайдемо:

$$C_1 = \frac{A_1}{\lambda^2 - 1} \text{ та } A_1 = (\lambda^2 - 1)C_1. \quad (23)$$

Якщо ми хочемо збалансувати першу форму небалансу вантажем, поміщеним в середньому перерізі валу, то по (20) маємо:

$$A_1 = \frac{2rq_1}{Q}. \quad (24)$$

Порівнюючи вирази (23) та (24), знайдемо:

$$q_1 = \frac{C_1(\lambda^2 - 1)}{2r} Q. \quad (25)$$

Обчисливши за (25) величину вантажу  $q_1$  і закріпивши його на валу в протифазі зі знайденим напрямком першої форми небалансу, ми скомпенсуємо цю форму і, отже, можемо вважати, що після цього величина  $A_1$  обернулась в нуль. Тоді коливання валу будуть визначатися лише другою формою небалансу.

Помістимо тепер вібрдатчик в перерізі валу  $z = \frac{l}{4}$  і визначимо фазу коливання по відношенню до валу. Тоді знайдемо площину діаметрального перерізу валу, в якому лежить друга форма небалансу.

Спрямуємо вісь  $\xi$ , що обертається разом з валом, за відповідним напрямком в площині другої форми. Як і в першому випадку, отримаємо:

$$A_2 \neq 0, B_2 = 0.$$

В перерізі валу  $z = \frac{l}{4}$  будемо мати:

$$\begin{cases} u\left(\frac{l}{4}\right) = A_2 \frac{\cos \omega t}{16\lambda^2 - 1}; \\ v\left(\frac{l}{4}\right) = A_2 \frac{\sin \omega t}{16\lambda^2 - 1} \end{cases} \quad (26)$$

Нехай амплітуда коливань валу, яка заміряна в перерізі  $z = \frac{l}{4}$ , буде  $C_2$ , тоді з (26):

$$C_2 = \frac{A_2}{16\lambda^2 - 1}. \quad (27)$$

Якщо для компенсації другої форми помістимо на валу два вантажі  $q_2$  в перетинах  $\frac{l}{4}$  і  $\frac{3l}{4}$  (у відповідних напрямках, визначених при вимірі фази коливань), то по (21) будемо мати:

$$A_2 = \frac{4rq_2}{Q}. \quad (28)$$

Порівнюючи залежності (27) і (28), знайдемо величини вантажів  $q_2$ , що компенсують другу гармоніку:

$$q_2 = \frac{(16\lambda^2 - 1)C_2Q}{4r}. \quad (29)$$

Зауважимо, що при практичній роботі немає необхідності робити обчислення вантажів  $q_1$  і  $q_2$  за формулами (25) і (29).

Процес балансування можна робити в такий спосіб. Наприклад, для компенсації першої форми встановлюємо датчик в середньому перерізі валу і скомпенсовуємо показання реєструючого приладу будь-якою синусоїдальною напругою. Тоді ми будемо мати як би збалансований по першій формі вал.

Помістимо тепер в середньому перерізі валу відомий вантаж  $q_1^*$  на відстані  $r$  від осі. Для нього по (25) отримаємо:

$$q_1^* = \frac{C_1^*(\lambda^2 - 1)Q}{2r},$$

де  $C_1^*$  – амплітуда коливань, яка заміряна вібрдатчик і формується контрольним вантажем  $q_1^*$ . Якщо тепер прибрати вантаж  $q_1^*$  і заміряти справжню амплітуду коливань, то по (25) маємо:



$$q_1 = \frac{C_1(\lambda^2 - 1)Q}{2r}.$$

З цих залежностей вага балансуєного вантажу:

$$q_1 = q_1^* \frac{C_1}{C_1^*}. \quad (30)$$

Якщо вантаж  $q_1$  остаточно буде закріплений на іншому радіусі  $R$ , то

$$q_1 = q_1^* \frac{C_1}{C_1^*} \cdot \frac{r}{R}. \quad (31)$$

Аналогічно для другої форми, проводячи ті ж міркування, отримаємо величину двох балансуєних вантажів:

$$q_2 = q_2^* \frac{C_2}{C_2^*} \cdot \frac{r}{R}, \quad (32)$$

де  $q_2^*$  – вага кожного з двох контрольних вантажів, які розміщені в перетинах валу  $z = \frac{l}{4}$  і  $\frac{3l}{4}$  після фіктивного врівноваження валу.

**Висновки.** На основі розробленої методики балансування гнучких валів, можна зробити висновок, що для того, щоб збалансувати дві форми в кривій небалансу валу, потрібно, взагалі кажучи, шість вантажів. Однак, якщо відомі площині, в яких розташована перша і друга форми небалансу, то можна обмежитися трьома вантажами.

#### Література:

1. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / В.К. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1989. – 255 с.
2. Беркович Д.М. Силы инерции в технике и их уравнивание: научное издание / Д.М. Беркович. – М.; Киев: Машгиз, 1963. – 101 с
3. Теория и практика уравнивания машин и приборов: научное издание / под ред. В. А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1970. – 440 с.
4. Теория и конструкция балансирующих машин: научное издание / Под ред. В. А. Щепетильникова. – М.: Машгиз, 1963. – 444 с.
5. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 7. – С. 100 -108.
6. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2016. – Вип. 168. – С. 73-79.

#### Summary

**Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Shuljak M.L., Poljashenko S.O.** Balancing of shafts taking into account their deformations during operation

*In the article one of the methods of equilibration of shafts taking into account their deformations in the process of operation is considered. Attention is drawn to the fact that during operation at modes that are significantly lower than the resonant ones, a requirement is put forward to*

*reduce the elastic vibrations of the shaft, which negatively affect the magnitude of the transmitted torque and reduce the efficiency of the entire transmission link.*

*It is established that when studying the "flexible shaft" system, the latter should be considered as a system with distributed parameters in the form of rigidity and mass. In addition, it is determined that in balancing, only the first two harmonics of unbalance can be taken into account.*

**Keywords:** flexible shaft, deformation, harmonic of unbalance, system with distributed parameters

## References

1. Chistyakov V.K. Dinamika porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya: uchebnik dlya studentov vuzov, obuchayushihya po specialnosti «Dvigateli vnutrennego sgoraniya» / V.K. Chistyakov. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 255 s.
2. Berkovich D.M. Sily inercii v tehnikе i ih uravnoveshivanie: nauchnoe izdanie / D.M. Berkovich. – M.; Kiev: Mashgiz, 1963. – 101 s
3. Teoriya i praktika uravnoveshivaniya mashin i priborov: nauchnoe izdanie / pod red. V. A. Shepetilnikova. – M.: Mashinostroenie, 1970. – 440 s.
4. Teoriya i konstrukciya balansirovochnykh mashin: nauchnoe izdanie / Pod red. V. A. Shepetilnikova. – M.: Mashgiz, 1963. – 444 s.
5. Kalinin Ye.I. Formuvannya umovi stijkosti liniynoyi sistemi pri vipadkovih zburennyah yiyi parametriv / Ye.I. Kalinin, V.M. Romanchenko, G.P. Yur'yeva // Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv – 2017. – № 7. – S. 100 -108.
6. Kalinin Ye.I. Doslidzhennya perehidnih procesiv v korobci zminnih peredach mobil-nogo energetichnogo zasobu / Ye.I. Kalinin, M.L. Shulyak, I.O. Shevchenko // Visnik HNTUSG im. Petra Vasilenka. – 2016. – Vip. 168. – S. 73-79.

Козенок А.С.,  
Кутья О.В  
Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені Петра Василенка,  
м. Харків, Україна  
E-mail: anna\_tt@ukr.net

**ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ  
РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ В ЛОГІСТИЦІ ЗА  
РАХУНОК ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ  
РІШЕНЬ В СУЧАСНИХ УМОВАХ**

УДК 656

*Проведений аналіз сучасного стану досліджень в області ресурсозбереження в логістиці. Наведений лінійний підхід до ресурсозбереження. Наведено його недоліки. Запропоновано основні технологічні рішення для підвищення ефективності ресурсозбереження в логістиці в сучасних умовах*

**Ключові слова:** ресурсозбереження, логістика, складування, вантаж, логістична система, ресурсоспоживання

**Постановка задачі.** На даний момент питання ресурсозбереження в усіх галузях виробництва та економіки стоїть дуже гостро в багатьох країнах Європи, і в Україні також. Впровадження принципів ресурсозбереження, як відомо, призведе до підвищення ефективності роботи всіх галузей, і насамперед:

- забезпечення високої якості (у тому числі екологічності) продукції та технологічних процесів відповідно до встановлених вимог усіх зацікавлених сторін;
- еколого-економічної гармонізації виробництва та реалізація продукції відповідно до прогнозованого попиту;
- мінімізації загальних логістичних витрат;
- скорочення тривалості логістичного циклу;
- раціонального використання виробничих ресурсів, у тому числі природних;
- зменшення еко деструктивного впливу виробничих процесів на довкілля [1].

Отже, вирішення проблеми ресурсозбереження в логістиці і на транспортному ринку стає доволі актуальною. Починаючи від доставки сировини до виробництва, закінчуючи доставкою готової продукції до кінцевого споживача, активно використовуються екологічні, матеріальні, енергетичні і т.д. ресурси. Безмежне використання даних ресурсів призведе до глибокої екологічної та економічної кризи в країні. Входячи в європейську спільноту, українські науковці, економісти, екологи, логісти повинні активно займатися даним питанням.

Таким чином, для дослідження та впровадження основних принципів ресурсозбереження в логістиці необхідно застосовувати системний підхід. Неможна розглядати логістичні потоки та супроводжуючі їх ресурси окремо. Системне вивчення матеріального, фінансового та інформаційного потоків, а також еко-, енергоресурсів, час, людського ресурсу дозволить отримати ефективні технологічні рішення для реалізації логістичних операцій.

**Аналіз сучасних досліджень.** Тісно питаннями ресурсозбереження в логістиці почали займатися в США, Японії та Європі в зв'язку з процесами глобального потепління та подорожчанням та скороченням природних ресурсів, а саме нафти та газу. Активно стали використовуватись альтернативні природні енергоресурси: енергія сонця, води, повітря. Також стали вивчати можливість використання рослин та сміття, як джерело видобутку біопалива.

Великий внесок в дані дослідження зробили Дж. Форрестер, Р. Солоу, Т. Тітенберг та ін.

Сучасний стан наукових досліджень питань ресурсозбереження спирається на збереженні екології та матеріальних ресурсів, скороченні логістичних витрат при ресурсозбереженні і т.д. Роботи таких авторів, як Є.В. Мішенін, І.І. Коблянська, І.С. Скороход, Н.Г. Ребрина базуються на вивченні екологічного питання використання ресурсів в логістиці [2 – 4].

Автор Р.Ф. Фарманов займався вивченням питання ресурсозбереженням матеріальних потоків при термінальних перевезеннях, в промисловій логістиці [5].

В своїй роботі Ю.В. Чорток вивчаються логістичні підходи до управління транспортними витратами підприємства на основі ресурсозбереження [6].

Т.П. Ткаченко в своїй роботі розглядає причини необхідності впровадження системного підходу в управлінні ресурсозбереженням в промисловості [7]. В даній роботі говориться про те, що «процес управління ресурсозбереженням потребує системного підходу, оскільки включає процеси планування, розподілу і використання всіх видів ресурсів, особливо трудових і людських.»

В роботі Є.В. Мішеніна та І.І. Коблянської [2] розкрито сутнісно-змістовну основу екологоорієнтованого логістичного управління промисловим виробництвом. Запропоновано методичний підхід до комплексної оцінки загальних логістичних витрат. Сформовано організаційно-інституціональні напрями реалізації логістичного управління на регіональному рівні.

В статті І.С. Скорохода та Н.Г. Ребриної [3] розкрито особливості екологізації логістичних систем. Обґрунтовано необхідність створення логістичних систем ресурсозбереження та розглянуто основні напрями щодо формування логістичних систем з метою забезпечення екобезпечного розвитку регіону.

У статті 8 (автори О.В. Мірошніченко, І.С. Мурашко) досліджуються принципи і фактори за безпечення сталого розвитку на рівні підприємства та роль ресурсозбереження у цьому процесі. У статті сформульовано, що стійкий розвиток підприємства, зокрема екологізація виробництва є не лише його обов'язком перед суспільством, але й способом забезпечення ефективного функціонування та покращення фінансових результатів діяльності.

Робота 7 авторів Т.П. Ткаченко й А.О. Кувшинової присвячена проблемам розвитку системного підходу до управління ресурсозбереженням в сучасній соціально-економічній ситуації. Авторами розглянуто та проаналізовано причини необхідності впровадження системного підходу в управлінні ресурсозбереженням, сформульовані основні завдання системи управління ресурсозбереженням, наведені обґрунтування ролі логістики в даних процесах.

У статті 9 окреслено сутнісні характеристики екологічно орієнтованого логістичного управління виробничими системами. Обґрунтовано комплекс управлінських рішень щодо реалізації стратегії сталого екологічно збалансованого розвитку виробничої логістичної системи підприємства. Визначено еколого-економічні переваги застосування логістичних технологій організації поточкових процесів.

Шраменко Н.Ю. в своїй роботі [10] пропонує підхід по підвищенню ефективності функціонування термінальної системи за рахунок формування ресурсозберігаючих технологій.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** У логістиці є поняття «логістична система» — це складна організаційно завершена (структурована) економічна система, що складається з елементів, ланок, підсистем, взаємозалежних у єдиному процесі управління матеріальними і супутніми їм потоками.

В класичному представленні до основних підсистем логістичної системи належать такі: виробництво, закупівля, склади (складське господарство), запаси, транспорт,

розподіл, збут, інформація, кадри [11]. Але з урахуванням принципів ресурсозбереження додаємо такі складові, як: видобування сировини та утилізація відходів.

Виходячи з основних підсистем логістичної системи, зазначимо, що основним в логістиці розглядається матеріальний потік. Супроводжуючими потоками є інформаційний та фінансовий. З цієї точки зору, необхідно виділити основні ресурси, що супроводжують вище названі потоки: еко- та енергоресурси: сировина (деревина), паливо (газ, нафта), природні ресурси (вода, повітря); час; людина.

В даний час частіше використовується лінійне ресурсоспоживання. Тобто технології відновлення ресурсів розроблені та використовуються не в повній мірі.

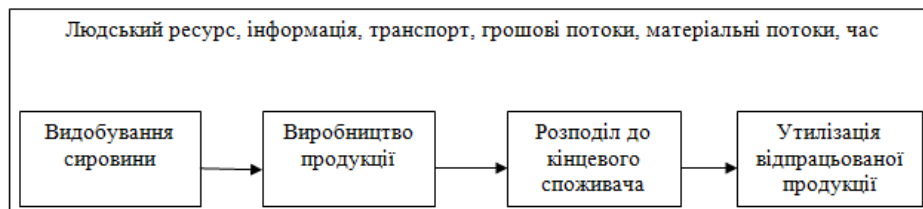


Рис. 1 – Лінійне представлення ресурсоспоживання

Основна проблема складається з того, що за останні 30 років було споживано тритину всіх природних ресурсів Землі. Споживання ресурсів відбувається набагато швидше, ніж природа може відновити ці ресурси. Наприклад, населення США займає п'яту частину планети, але використовують тритину природних ресурсів всієї планети і стільки ж вироблює сміття. Тільки в районі Амазонки втрачається 2000 дерев за хвилину.

В сучасному виробництві використовуються 100000 синтетичних домішок. Всім відомо, що кожний з них впливає на здоров'я людини та довкілля. Але вплив хімічних з'єднань цих домішок на довкілля та здоров'я людини вивчений недостатньо. Це приводить до нераціонального використання таких ресурсів, як: вода, повітря, ґрунт та людина. Все це найбільш взаємопов'язані втрати ресурсів. Забруднення довкілля напряму впливає на якість життя людини. Продовження життя людини на планеті наразі є в найбільшій небезпеці. Тому як найбільш вразливими до забруднень є жінки в дітородному віці та маленькі діти. Нераціональне використання ресурсів та забруднення навколишнього середовища стає найбільшим ворогом до розвитку людини на планеті (рис. 2, 3).

Доходячи до кінцевого споживача в центрах розподілу готової продукції, а саме – супермаркетах та звичайних магазинах, продукція стає товаром. Задачею масмаркету є продаж не дуже якісного, а тому не дорогого товару. Він швидко псується, тому покупці змушені купувати його знов і знов. Таким чином накопичується велика кількість токсичного сміття. А виробництво все більше і більше використовує природних ресурсів.

Дані статистики показують, що 99% речей, що виробляються, складаються, транспортуються, продаються, а потім споживаються через півроку потрапляють на сміттєзвалище.

Вище приведена інформація описує в деталях лінійне ресурсоспоживання.

Рішенням такої проблеми є розробка системи, яка буде зберігати всі ресурси, про які вже говорилося вище, а саме: сировина, людина, час і т.д. Існує новий підхід до ресурсозбереження, заснований на: сталому розвитку, екологічності, безвідходного виробництва, замкненої системи виробництва, оновлюючої енергетики і т.д.

Для досягнення мети ресурсозбереження в логістиці необхідно застосовувати деякі технологічні рішення.

Як відомо, використання вторинної сировини в виробництві є основною з задач ресурсозбереження. Перехід з паливних ресурсів на альтернативні також значно економить природні ресурси, і скорочує витрати на них. В багатьох країнах світу використовуються енергія сонця, повітря та води для добутку електроенергії та переходять на використання електромобілів, дронів (як для пересування вантажів, так і людей).

Також для пакування товарів можливо використовувати багаторазову тару з екологічних матеріалів. В складській, розподільчій системі необхідно застосування компонування, укрупнення замовлень для економії витрат на транспортування, як в фінансовому еквіваленті, так і в ресурсному.



Рис. 2 – Схема забруднення водних ресурсів [12]



Рис. 3 – Схема забруднення атмосфери [13]

Раціональна маршрутизація, ефективно обрані транспортні засоби для транспортування вантажів, узгодження роботи навантажувально-розвантажувальних механізмів та автомобілів в розподільчих центрах, терміналах значно впливають на економію такого ресурсу, як час, та скорочують витрати на доставку та зберігання вантажів.

Впровадження «тянучих» систем, дозволяє мінімізувати товарні запаси, а інколи взагалі відмовитись від їх використання, істотно скоротити час доставки вантажів, що в свою чергу також веде до скорочення використання ресурсів.

Одним з найважливіших ресурсів, який застосовується в логістичних та інших системах є людський ресурс. Для ефективного використання такого ресурсу необхідно застосовувати технології тим-білдингу, тайм-менеджменту. Високомотивовані робітники, як відомо, ефективніше виконують свої обов'язки, що не може не вплинути на ефективність всієї системи. Мотивація може бути у вигляді фінансів, а також альтернативних методів: додаткові вихідні, медичне страхування, абонементи в спортзал і т.д.

З точки зору економії фінансових засобів за рахунок скорочення кількості робітників, для виконання складських операцій по комплектації, розподілу партій товарів на складі, можливо використання роботів, а також автоматизованих засобів навантаження-розвантаження (Amazon, DHL та ін. іноземні компанії).

В Україні проблемами ресурсозберігання та природоохоронної діяльності займаються низка структур та держслужб (рис. 4)

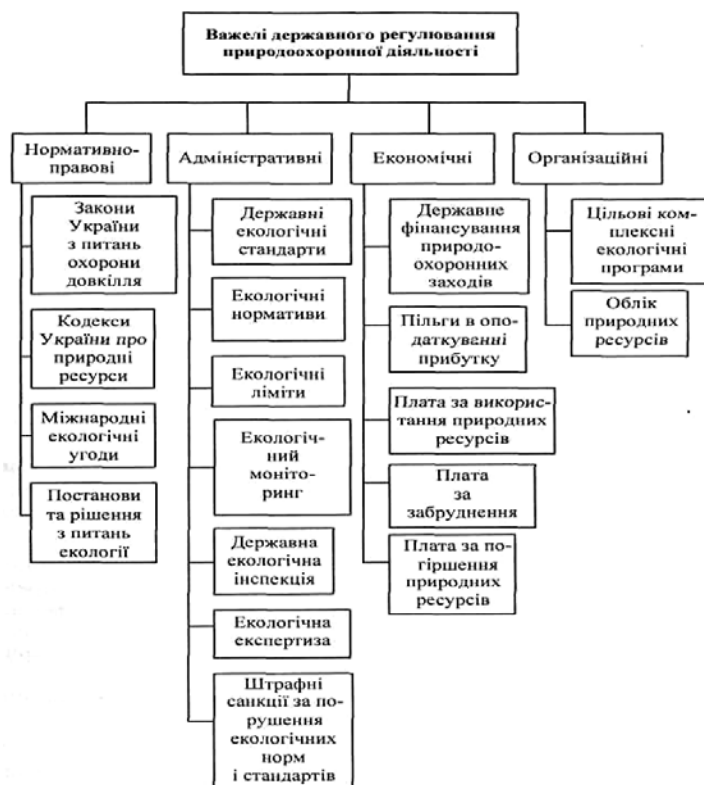


Рис. 4 – Схема природоохоронної та ресурсозберігаючої діяльності в Україні [14]

Отже, даний аналіз сучасних досліджень вітчизняних та закордонних вчених показав, що загалом у вивченні проблем ресурсозбереження розглядаються такі напрямки, як збереження та охайне використання матеріальних потоків, скорочення фінансових витрат та збереження енерго- та екоресурсів. Тому необхідно застосовувати системний підхід до вивчення ресурсозбереження в логістиці та на транспортному ринку.

#### Висновки

1. Зроблений аналіз досліджень в області питань ресурсо- та екозбереження в логістиці. Цей аналіз показав, що при вивченні проблем ресурсозбереження потрібно використовувати системний аналіз. Неможна розглядати логістичні потоки та супроводжуючі їх ресурси окремо.

2. Встановлено, що в даний час частіше використовується лінійне ресурсоспоживання. Тобто технології відновлення ресурсів розроблені та використовуються не в повній мірі.

3. Для досягнення мети ресурсозбереження в логістиці пропонується застосовувати деякі технологічні рішення: використання вторинної сировини у виробництві, використання багаторазової тари, раціональна маршрутизація, ефективне використання людського ресурсу і т.ін.

#### Література:

1. Сотник І.М. Еколого-економічні механізми мотивації ресурсозбереження [Текст]: монографія / І. М. Сотник. – Суми: ВВП "Мрія" ТОВ, 2008. – 230 с.
2. Мішенін Є. В. Використання інструментів логістичного управління в реалізації концепції сталого розвитку / Є.В. Мішенін, І.І. Коблянська // Вісник сумського національного аграрного університету. Серія «Економіка і менеджмент» - Випуск 8 (53) - Суми, 2012 - с. 105-117

3. Скороход І.С. Роль логістики в забезпеченні екобезпечного розвитку регіону / І.С. Скороход, Н.Г. Ребрина// Науковий журнал «Логістика: теорія та практика» Луцького національного технічного університету. – №1. – Луцьк, 2011. - с. 105-110
4. Мішенін Є. В. Логістичне управління промисловим виробництвом у контексті розвитку «зеленої» економіки в Україні / Є. В. Мішенін, І. І. Коблянська // Економіст. – 2012. – № 1. – с. 8–12.
5. Фарманов Р.Ф. Оптимизация закупок материальных ресурсов в системе ресурсосбережения предприятий АПК. Режим доступа: \www/ URL: <http://docplayer.ru/46529223-optimizaciya-zakupok-materialnyh-resursov-v-sisteme-resursosberezheniya-predpriyatiy-apk.html>
6. Чортюк Ю.В. Ресурсозбереження та економічний розвиток України: формування механізмів переходу суб'єктів господарювання України до економічного розвитку на базі ресурсозберігаючих технологій: монографія / за заг. Ред. І. М. Сотник. — Суми: втд «Університетська книга», 2006. — с. 305-324.
7. Ткаченко Т. П. Особливості системного підходу до управління ресурсозбереженням в промисловості сучасні проблеми економіки та підприємництво / Т. П. Ткаченко, А.О. Кувшинова // Випуск 14, 2014, с. 62-70
8. Мірошніченко О.В. Ресурсозбереження серед принципів забезпечення стійкого розвитку підприємства / О.В. Мірошніченко, І.С. Мурашко // Економіка: реалії часу №2(12), 2014, с. 58-62
9. Гусев С. А. Логистические подходы к организации производства / С. А. Гусев, Д. А. Красникова, В. В. Лозовая // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2010. – № 2 (45). – с. 226-231.
10. Шраменко Н.Ю. Повышение эффективности функционирования терминальной системы в условиях ресурсосбережения / Вестник ХНАДУ - вып. 60, 2013 - с. 22-26.
11. Алькема В. Г., Сумець О. М. Логістика. Теорія та практика. Навчальний посібник. — К: «Видавничий дім «Професіонал», 2008. —272 с.
12. Режим доступу: \www/ URL: <https://studfiles.net/preview/5152495/page:9/>
13. Режим доступу: \www/ URL: <http://www.refine.org.ua/pageid-1151-1.html>
14. Режим доступу: \www/ URL: [https://studopedia.ru/18\\_33677\\_tema--vzaiemodiya-natsionalnoi-ekonomiki-z-ekologiyu.html](https://studopedia.ru/18_33677_tema--vzaiemodiya-natsionalnoi-ekonomiki-z-ekologiyu.html)

## Summary

**Kozenok A.S., Kutiya O.V.** Ways to increase the efficiency of resource conservation in logistics through the introduction of technological solutions in modern conditions

*The analysis of the current state of research in the field of resource conservation in logistics is carried out. This is a linear approach to resource conservation. The disadvantages are presented. The main technological solutions for increase of efficiency of resource saving in logistics in the modern conditions are offered*

**Keywords:** resource saving, logistics, warehousing, cargo, logistics system, resource consumption

## References

1. Sotnik I.M. Ecological-economic mechanisms of resource conservation motivation [Text]: monograph / I. M. Sotnik. - Sum: GDP "Mriya" Ltd., 2008. - 230 p.
2. Mishenin EV V. The use of logistic management tools in the implementation of the concept



- of sustainable development / Ye.V. Mishenin, II Koblianskaya // Bulletin of the Sumy National Agrarian University. Series "Economics and Management" - Issue 8 (53) - Sumy, 2012 - p. 105-117
3. Skorokhod I.C. The role of logistics in ensuring environmentally sustainable development of the region / I.S. Skorokhod, N.G. Rebirn // Scientific journal "Logistics: Theory and Practice" of Lutsk National Technical University. - №1. - Lutsk, 2011. - p. 105-110
  4. Mishenin EV Logistic management of industrial production in the context of the development of the "green" economy in Ukraine / Yevgeny V. Mishenin, I. I. Koblyanska // Economist. - 2012. - No. 1. - p. 8-12.
  5. Pharmanov R.F. Optimization of purchases of material resources in the resource saving system of enterprises of the agroindustrial complex. Access mode: \www/ URL: <http://docplayer.ru/46529223-optimizaciya-zakupok-materialnyh-resursov-v-sisteme-resursosberezeniya-predpriyatiy-apk.html>
  6. Chortok Yu.V. Resource saving and economic development of Ukraine: the formation of mechanisms of transition of economic entities of Ukraine to economic development on the basis of resource-saving technologies: monograph / per co. Ed. I. M. Sotnik. - Sumy: VTD "University Book", 2006. - p. 305-324.
  7. Tkachenko T.P. Features of a systematic approach to resource saving management in industry. Modern problems of economy and entrepreneurship / T.P. Tkachenko, A.O. Kuvshinova // Issue 14, 2014, p. 62-70
  8. Miroshnichenko O.V. Resource-saving among the principles of sustainable development of the enterprise. / O.B. Miroshnichenko, I.S. Murashko // Economy: realities of time №2 (12), 2014, p. 58-62
  9. Gusev S.A. Logistic Approaches to the Organization of Production / S.A. Gusev, D.A. Krasnikova, V.V. Lozova // Bulletin of the Saratov State Technical University. - 2010. - No. 2 (45). - p. 226-231.
  10. Shramenko N.Yu. Improvement of efficiency of functioning of the terminal system in the conditions of resource saving / Vestnik KhNADU - issue. 60, 2013 - p. 22-26.
  11. Alkema VG, Sumets OM Logistics. Theory is that practice. Навчальний посібник. - То: "Vidavnychiy dim" Profesional ", 2008. -272 p.
  12. Access mode: \www/ URL: <https://studfiles.net/preview/5152495/page:9/>
  13. Access mode: \www/ URL: <http://www.refine.org.ua/pageid-1151-1.html>
  14. Access mode: \www/ URL: [https://studopedia.ru/18\\_33677\\_tema--vzaiemodiya-natsionalnoi-ekonomiki-z-ekologiiyu.html](https://studopedia.ru/18_33677_tema--vzaiemodiya-natsionalnoi-ekonomiki-z-ekologiiyu.html)

Ольшанський В.П.,  
Бурлака В.В.,  
Сліпченко М.В.  
Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені П.Василенка,  
м. Харків, Україна,  
E-mail: teoriyaTMM@gmail.com.

## КОЛИВАННЯ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ З СУХИМ ТЕРТЯМ ПРИ МЕХАНІЧНОМУ УДАРІ

УДК 534.1:539.3

*Описано згасаючі коливання пружної системи з сухим тертям, спричинені механічним ударом по ньому твердим тілом. Використана технічна теорія удару, за якою він вважається миттєвим. Розглянуто два варіанти одноактного удару: неідеально пружний горизонтальний і абсолютно непружний вертикальний, коли додатково враховується також дія миттєво прикладеної ваги тіла, що вдаряє. Методом припасовування розв'язків побудовано компактні аналітичні вирази для обчислення амплітуд переміщень і максимумів пружних відновлюючих сил в осциляторі. Виведено також формули для обчислення часу, коли досягаються екстремуми переміщення і пружної сили після удару. Показано, що із одержаних теоретичних результатів, як окремий випадок, впливає формула Кокса, відома в технічній теорії удару для ідеально пружних систем. Наведено приклади розрахунків, де показано обмежену кількість розмахів коливальної дисипативної системи після удару. Встановлено узгодженість результатів розрахунку за виведеними формулами з результатами числового інтегрування диференціального рівняння руху на комп'ютері.*

**Ключові слова:** осцилятор, сухе кулонове тертя, механічний удар, переміщення, пружні сили, їх екстремуми.

**Актуальність.** Вільні коливання широко розглядають в задачах на коливання. В реальних системах, як правило, присутні сили опору, які призводять до згасання коливань. Отримання компактних розрахункових формул для коливальних систем з сухим тертям є важливою задачею для розрахунку працездатності реальних конструкцій та деталей машин.

**Аналіз останніх публікацій.** В динаміці осциляторів з сухим тертям найбільш вивчені вільні коливання, які висвітлені майже в кожному курсі теоретичної механіки [1, 2]. Значно менше уваги приділено в науковій літературі динаміці таких осциляторів при дії ударних навантажень, хоча деякі задачі в цьому напрямі розглянуто в [3]. Тому доцільно дослідити вплив сухого тертя на після ударні коливання та вивести відповідні формули для розрахунку їх основних параметрів.

**Мета статті.** Метою статті є математичне моделювання руху осцилятора з кулоновим сухим тертям після удару по ньому твердим тілом.

Для досягнення цієї мети використовуємо технічну теорію удару, за якою не враховується його тривалість у часі, та метод припасовування розв'язків диференціальних рівнянь. При цьому задіяно також відомі результати з теорії вільних коливань дисипативних систем з сухим тертям.

### Викладення основного матеріалу.

1. Зупинимось спочатку на неідеально пружному горизонтальному ударі. Переміщення коливальної системи  $x(t)$  в напрямі горизонтальної вісі  $Ox$  описуємо диференціальним рівнянням:

$$m\ddot{x} + cx + F \operatorname{sign}(\dot{x}) = 0, \quad (1)$$

у якому  $m$  - маса осцилятора;  $c$  - коефіцієнт жорсткості його пружини;  $F$  - сила сухого тертя; крапка над  $x$  означає похідну за часом  $t$ .

Припускаємо, що до удару осцилятор знаходився в стані спокою, а в момент  $t=0$ , внаслідок удару, миттєво отримав швидкість  $v_0$ . Тому рівняння (1) доповнимо початковими умовами:

$$x(0)=0; \quad \dot{x}(0)=v_0. \quad (2)$$

Для обчислення  $v_0$  використовуємо відому формулу [4]:

$$v_0 = \frac{m_0 V_0 (1+K)}{M},$$

де  $M = m + m_0$ ;  $m_0$  - маса тіла, яке вдаряє зі швидкістю  $V_0$  по осцилятору;  $K$  - коефіцієнт відновлення.

Розв'язок задачі (1), (2) подаємо у вигляді:

$$x(t) = \frac{v_0}{\omega} \sin(\omega t) - \frac{F}{c} (1 - \cos(\omega t)), \quad (3)$$

позначивши через  $\omega = \sqrt{c/m}$ .

Подальшим перетворенням розв'язку (3) отримуємо:

$$x(t) = -\frac{F}{c} + A \sin(\omega t + \varphi). \quad (4)$$

$$\text{Тут } A = \sqrt{\left(\frac{v_0}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{F}{c}\right)^2}; \quad \varphi = \arctg \frac{F\omega}{cv_0}.$$

Із (4) випливає, що найбільше переміщення системи становить:

$$\max x(t) = x(t_0) = a_0 = \sqrt{\left(\frac{v_0}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{F}{c}\right)^2} - \frac{F}{c}$$

і досягається воно при:

$$t = t_0 = \frac{1}{\omega} \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right).$$

В цей момент часу максимальна і пружна (відновлююча) сила  $f(t)$ , причому

$$\max f(t) = f(t_0) = ca_0.$$

При малій швидкості удару або малій масі  $m_0$ , відхилившись на  $a_0$  від положення  $x=0$ , осцилятор може повністю зупинитись в області застою. Щоб відбувався його подальший рух при  $t > t_0$ , повинна виконуватись умова:

$$ca_0 > F \quad \text{або} \quad \frac{m_0 V_0 (1+K)}{M} > \sqrt{3} \frac{\omega F}{c}. \quad (5)$$

У цьому випадку, у відповідності з теорією вільних коливань [1, 2], розрахунок подальших амплітуд  $a_n$ ,  $n = 1, 2, \dots$ , зводиться до рекурентних співвідношень:

$$a_1 = a_0 - \frac{2F}{c}; \quad a_2 = a_1 - \frac{2F}{c}, \quad \dots, \quad a_n = a_{n-1} - \frac{2F}{c} = a_0 - \frac{2nF}{c}.$$

Осцилятор перейде в стан спокою в області застою, якщо:

$$ca_n < F.$$

Час досягнення амплітуди  $a_n$  легко знайти по формулі:

$$t_n = t_0 + \frac{n\pi}{\omega}, n = 1, 2, \dots$$

Отже характеристики руху  $a_n$  і  $t_n$  є членами арифметичних прогресій.

Розглянемо приклад. Проведемо розрахунок коливань осцилятора, у якого  $m = 5$  кг;  $c = 1125$  Н/м;  $F = 14,715$  Н. Удар здійснюється тілом масою  $m_0 = 1$  кг зі швидкістю  $V_0 = 6$  м/с при коефіцієнті відновлення  $K = 0,5$ . Для цих вихідних даних:  $v_0 = 1,5$  м/с;  $\omega = 15$  с<sup>-1</sup> і виконується нерівність (5). Тому осцилятор виходить з області застою внаслідок удару. Результати обчислень  $a_n$  і  $t_n$  наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Значення  $a_n$  і  $t_n$  при горизонтальному ударі

$n$	0	1	2	3
$100a_n, \text{ м}$	8,777	6,161	3,545	0,929
$10t_n, \text{ с}$	0,961	3,055	5,149	7,244

Результати числового комп'ютерного інтегрування рівняння (1) при вказаних вище числових даних і початкових умовах (2) графічно подані на рис. 1.

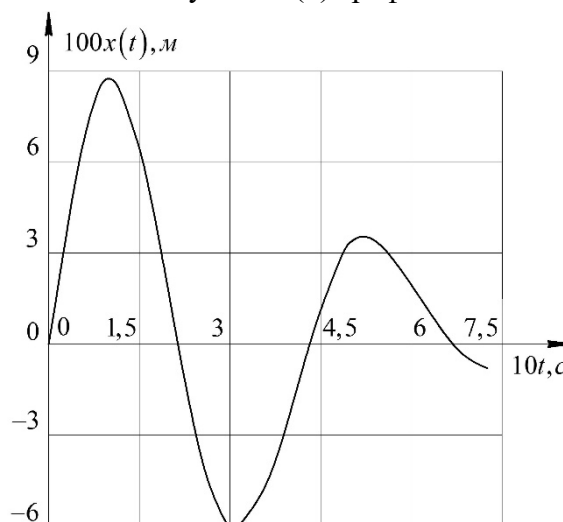


Рис. 1 – Графік переміщень осцилятора при горизонтальному ударі

Як бачимо, до повної зупинки осцилятор виконує обмежену кількість розмахів. Спостерігається гарна відповідність  $a_n$  і  $t_n$  в табл. 1 і рис. 1, що підтверджує вірогідність аналітичних розв'язків.

2. Вертикальний абсолютно непружний удар. Срямуємо вісь  $OX$  вертикально вниз у напрямі удару по осцилятору тіла масою  $m_0$  зі швидкістю  $V_0$ . Тут, на відміну від попередньої задачі, будемо додатково враховувати дію миттєво прикладеної ваги тіла, що вдаряє, яка дорівнює  $m_0 g$  де  $g$  - прискорення вільного падіння.

Зберігаючи попередні позначення, вертикальні переміщення осцилятора  $x(t)$  описуємо диференціальним рівнянням:

$$M\ddot{x} + cx + F \operatorname{sign}(\dot{x}) = m_0 g. \quad (6)$$

Його доповнюємо початковими умовами:

$$x(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = v_0 = m_0 V_0 / M.$$

Розв'язок цієї задачі при  $t \in [0; t_0]$  має вигляд:

$$x(t) = \frac{v_0}{p} \sin(pt) + \frac{m_0 g - F}{c} (1 - \cos(pt)), \quad (7)$$

$$\text{де } p = \sqrt{c/M}; \quad t_0 = \frac{1}{p} \left( \frac{\pi}{2} + \psi \right); \quad \psi = \arctg \frac{p(m_0 g - F)}{c v_0}.$$

Подальшим перетворенням розв'язок зводимо до суми:

$$x(t) = \frac{m_0 g - F}{c} + B \sin(pt - \psi),$$

$$\text{в якій } B = \sqrt{\left( \frac{v_0}{p} \right)^2 + \left( \frac{m_0 g - F}{c} \right)^2}.$$

Найбільше переміщення системи вниз досягається при  $t = t_0$  і становить:

$$\max x(t) = x(t_0) = a_0 = \sqrt{\left( \frac{v_0}{p} \right)^2 + \left( \frac{m_0 g - F}{c} \right)^2} + \frac{m_0 g - F}{c}. \quad (8)$$

Йому відповідає найбільше значення пружної відновлюючої сили:

$$\max f(t) = f(t_0) = c a_0.$$

Зазначимо, що коли в (8) покласти  $F = 0$  і позначити через  $x_c = m_0 g / c$ , то вона набуде вигляд:

$$a_0 = x_c \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{V_0^2}{g \left( 1 + \frac{m}{m_0} \right) x_c}} \right).$$

Це формула Кокса, відома в технічній теорії удару [5, 6]. Отже, (8) узагальнює відомі теоретичні результати і дозволяє розрахувати коефіцієнт динамічності системи:  $K_d = a_0 / x_c$ .

Подальший рух осцилятора при  $t > t_0$  можливий за умови, що:

$$a_0 > \frac{m_0 g + F}{c} \quad \text{або} \quad v_0 > \frac{p}{c} \sqrt{3F^2 + m_0 g (2F - m_0 g)}.$$

У цьому випадку, згідно з теорією вільних коливань, амплітуди  $a_n$  задовольняють співвідношенню:

$$a_n = a_{n-1} - 2 \frac{F - (-1)^n m_0 g}{c}, \quad n = 1, 2, \dots, \quad (9)$$

а час їх досягнення змінюється за законом арифметичної прогресії:

$$t_n = t_0 + \frac{n\pi}{p}, \quad n = 1, 2, \dots \quad (10)$$

Для обчислення  $t_0$  і  $a_0$  слід використовувати (7) і (8).

Осцилятор припинить рух, якщо:

$$a_n < \frac{F + (-1)^n m_0 g}{c}.$$

Використовуючи одержані формули, досить просто обчислити найбільше переміщення і зусилля в осциляторі, а також амплітуди інших розмахів до повної зупинки осцилятора.

Розглянемо приклад. Розрахунки проводимо при  $m = 3$  кг;  $m_0 = 2$  кг;  $c = 3125$  Н/м;  $F = 30$  Н;  $V_0 = 5$  м/с. Цим вихідним даним відповідає:  $p = 25$  с<sup>-1</sup>;  $v_0 = 2$  м/с;  $m_0g = 19,62$  Н.

Обчислені по (9) і (10) значення  $a_n$  і  $t_n$  записані в табл. 2.

Таблиця 2

Значення  $a_n$  і  $t_n$  при вертикальному ударі

$n$	0	1	2	3
$100a_n$ , м	7,675	4,499	3,835	0,659
$10t_n$ , с	0,612	1,868	3,125	4,382

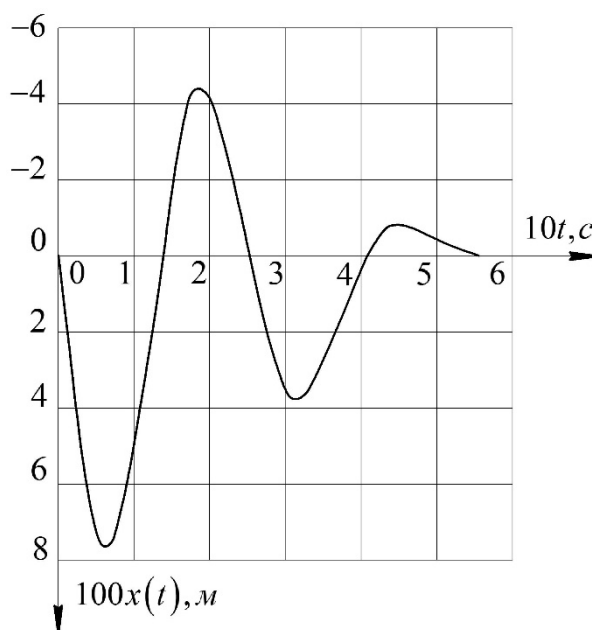


Рис. 2 – Графік коливань осцилятора при вертикальному ударі

Для порівняння, на рис. 2 зображено графік переміщень  $x(t)$ , одержаний числовим інтегруванням рівняння (6) на комп'ютері. Маємо повну відповідність одержаних різними способами результатів в табл. 2 і на рис. 2.

**Висновки.** Задача післяударних коливань системи з сухим кулоновим тертям має замкнуті аналітичні розв'язки, що узагальнюють відому формулу Кокса. Обчислення амплітудних відхилень осцилятора від вихідного положення  $x = 0$  і часу їх досягнення зводиться до використання рекурентних співвідношень. Порівняння одержаних різними способами числових результатів підтвердило вірогідність виведених розрахункових формул.

### Література:

1. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики. Т.2: Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин – Москва: Наука, 1985. – 496 с.
2. Кузьо І.В. Теоретична механіка / І.В. Кузьо. і др. – Харків: Фоліо, 2017. – 780 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Я.Г. Пановко. – Москва: Наука, 1977. – 232 с.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко – Ленинград: Машиностроение, 1976. – 320 с.

5. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем / А.П. Филиппов. – Москва: Машиностроение, 1970. – 734 с.
6. Ольшанский В.П. Колебания стержней и пластин при механическом ударе / В.П. Ольшанский, Л.Н. Тищенко, С.В. Ольшанский. – Харьков: Мискдрук, 2012. – 320 с.

### Summary

**Olshanskiy V.P., Burlaka V.V., Slipchenko M.V.** Oscillations of an elastic system with dry friction during a mechanical shock

*Damped oscillations of an elastic system with dry friction caused by a mechanical impact on it by a solid body are described. The technical theory of shock is used, according to which it is considered instantaneous. Two variants of a one-act shock are considered: imperfectly elastic horizontal and absolutely inelastic vertical, when also the action of the instantly applied weight of the body, which strikes, is additionally taken into account. By the method of joining solutions, compact analytical expressions are constructed for calculating the amplitudes of displacements and the maxima of elastic restoring forces in the oscillator. Formulas are also derived for calculating the time when extremes of displacement and elastic force are reached after impact. It is shown that from the theoretical results obtained, as a special case, Cox's formula, known in the technical impact theory for perfectly elastic systems, follows. Examples of calculations are given where a limited number of swings of the oscillatory dissipative system after impact is shown. The consistency of the computation results for the derived formulas with the results of numerical integration of the differential equation of motion on a computer is established.*

**Keywords:** oscillator, piecewise linear elastic characteristic, mechanical impact by a solid body, displacements, forces in deformed elements.

### References

1. Butenin N.V. Kurs teoreticheskoy mehaniki. T.2: Dinamika / N.V. Butenin, Ya.L. Lunts, D.R. Merkin – Moskva: Nauka, 1985. – 496 s.
2. Kuz`o I.V. Teoretychna mehanika / I.V. Kuz`o. i dr. – Harkiv: Folio, 2017. – 780 s.
3. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskogo udara / Ya.G. Panovko. – Moskva: Nauka, 1977. – 232 s.
4. Panovko Ya.G. Osnovi prikladnoy teorii kolebaniy i udara / Ya.G. Panovko. – Leningrad: Mashinostroenie, 1970. – 734 s.
5. Filippov A.P. Kolebaniya deformiruemyyih sistem / A.P. Filippov. – Moskva: Mashinostroenie, 1970. – 734 s.
6. Olshanskiy V.P. Kolebaniya sterzhney i plastin pri mehanicheskom udare / V.P. Olshanskiy, L.N. Tischenko, S.V. Olshanskiy. – Harkov: Miskdruk, 2012. – 320 s.

Марченко М.В.,  
Коротун І.І.,  
Мазалов Ю.К.,  
Козаков М.А.  
Харківський національний  
технічний університет  
сільськогосподарства  
імені Петра Василенка,  
м. Харків, Україна,  
E-mail: mmarik@ua.fm.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ  
МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ПРИ БУДІВНИЦТВІ  
ОБ'ЄКТІВ АГРОБІЗНЕСУ

УДК 631.2

*У роботі наведено аналіз аграрного сектору економіки України, існуючого будівництва сільськогосподарських будівель різного призначення. А також проаналізовано перспективи застосування металоконструкцій при будівництві і реконструкції об'єктів агробізнесу.*

**Ключові слова:** *аграрні підприємства, сільськогосподарські об'єкти, легкі сталеві тонкостінні конструкції, металоконструкції, корівники, птахофабрики, свинарники, зерносховища, овочесховища, елеватори.*

Будівництво різних сільськогосподарських об'єктів було популярне завжди. Раніше для зведення таких будівель використовувалася цеглина, дерево, бетон і інші традиційні матеріали. На сьогодні все більшою популярністю в області будівництва користуються металоконструкції.

При використанні технології будівництва будівель і споруд з металоконструкцій можна досить швидко і з помірними фінансовими витратами облаштувати господарсько-підсобні території різного плану. Усі об'єкти сільськогосподарського призначення, зведені за цією технологією, є досить міцними, надійними і довговічними конструкціями.

Важливою перевагою будівництва будівель, що швидко зводяться є можливість простого демонтажу готової конструкції. Таким чином, якщо відпадає потреба використати той або інший об'єкт в цьому місці, його можна перенести або реконструювати під об'єкт іншого призначення.

Технологія будівництва будівель, що швидко зводяться дозволяє організовувати наступні об'єкти сільськогосподарського призначення:

Об'єкти для тваринництва і птахівництва (корівники, кошари, птахофабрики, стайні, інкубатори, свинарники).

Складські об'єкти (зерносховища, холодильники, овочесховища, склади добрив).

Виробничі об'єкти (забійні цехи, елеватори).

При будівництві об'єктів за технологією, що швидко зводяться металевий каркас обшивається утеплювачем. Оптимальним варіантом, який на сьогодні застосовується найширше, є сендвіч-панелі. Поєднання цих двох матеріалів (металевий каркас і сендвіч-панелі) робить можливим в найкоротші терміни не лише звести металеву основу будівлі, але і здійснити обробку стін. Утеплювачі, використовувані для облаштування стін, є негорючими, що забезпечує високу пожежестійкість усієї майбутньої будівлі.

Вони також стійкі до дії зовнішнього середовища, що позитивно позначається на терміні служби споруди.

Усі будівлі, зведені з металоконструкцій, можуть бути забезпечені системами комунікації. Це особливо важливо, якщо в приміщенні необхідно підтримувати певну температуру, рівень вологості або освітлення. Крім того, при необхідності можна досить швидко і незначними затратами зробити розширення і добудову готового об'єкту. Таким чином, об'єкти сільськогосподарського призначення стають ще доступнішими.



За останні роки агропромислова галузь стала найбільшим "поплавцем", що утримує економіку України. У 2017 р. аграрії заробили на зовнішньому ринку \$17, 5 млрд, що забезпечило 42% валютних надходжень в країну (табл.1).

Таблиця 1

**Експорт аграрної продукції і готових продуктів харчування, \$ млрд. \***

2012	2013	2014	2015	2016	2017
17,9	16,9	16,7	14,6	15,3	17,5

\*За даними Держстату

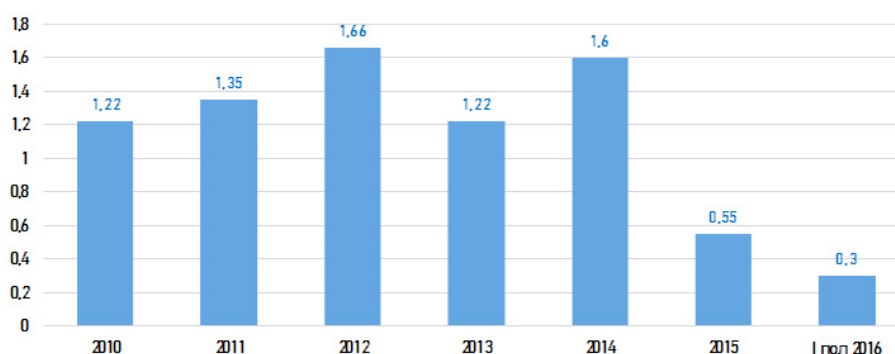
Наявність "живих" грошей у сільгоспвиробників (рентабельність рослинництва складає 30-60%) дозволяє їм інвестувати значні кошти у власний розвиток, у тому числі будівництво нових і реконструкцію застарілих будівель. У 2017 р. українське сільське господарство освоїло 44 млрд. грн.. капінвестицій, що на 51,4% більше, ніж у 2016 р.

Європейський інвестиційний банк у період 2016-2020 рр. надасть українським аграріям кредитний портфель в €400 млн. для розвитку, модернізації і сертифікації потужностей для сушки, очищення, сортування, тестування і зберігання зернових і олійних культур. Впродовж найближчих двох років китайська державна корпорація China Haishum Engineering Co., Ltd. планує інвестувати \$515 млн. у будівництво і модернізацію сільськогосподарських переробних об'єктів, фруктових садових, виробничо-логістичного комплексу в Україні.

Тобто, найближчі роки сільське господарство буде найпривабливішою галуззю для вкладення коштів як вітчизняних, так і зарубіжних інвесторів.

На Національній конференції учасників ринку сталевих будівництва промовці відмічали, що український АПК - це недооцінений потенціал для будівництва. Якщо до останнього часу Україна була сировинною країною, то зараз АПК обертається у бік переробки сільгосп продукції. Окрім великих агрохолдингів збільшуються можливості фермерських господарств, які не лише вирощують сировину, але і розвивають переробку.

Багато виробників металоконструкцій і легких сталевих тонкостінних конструкцій (ЛСТК) відмічають високий інтерес з боку аграріїв, як до будівництва нових будівель, так і до реконструкції існуючих приміщень. Сьогодні агросектор є видатним замовником об'єктів нежитлової нерухомості (рис.1).



**Рис. 1 – Об'єм введення в експлуатацію будівель сільськогосподарського призначення, млн кв. м (за даними Держстату)**

Учасники ринку сталевих будівництва відмічають, що минулого року аграрії виявляли в цілому середню цікавість до нового будівництва. Так, ряд експертів галузі сталевих будівництва відмітили зниження кількості замовлень від АПК за останній рік. Окремі керівники розповіли, що за рік попит з боку аграріїв на їх продукцію виріс, але менше, ніж збільшилися продажі в середньому по компанії. Були і такі компанії, які відчували значне збільшення попиту на сільськогосподарські об'єкти.

Зерносклади є одним з найбільш затребуваних об'єктів українського АПК (рис.2). За останні 10 років в Україні було побудовано елеваторів для зберігання більше 11 млн. т зерна (табл.2).



Рис. 2 – Зерновий елеватор

Таблиця 2

**Об'єми будівництва елеваторів в Україні, млн. т зберігання\***

2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
0,17	0,29	0,37	0,43	1,55	1,49	1,22	2,00	0,83	1,88	0,96

\*За даними Держстату

2017-й відзначився бурхливим будівництвом лінійних елеваторів. Поштовхом до цього послужило те, що вже у 2016 році почалися проблеми з з-д логістикою. Вже тоді частина кукурудзи залишилася в полях. Щоб перестрахуватися, в новому сезоні багато хто почав встановлювати додаткові місткості на наявних зерноскладах або будувати нові елеватори. Хоча треба сказати, що частина елеваторів, що відкрилися у 2017 р., були "перехідними" проектами з позаминулого року.

Ряд компаній заявили про розширення потужностей ще минулого року.

ГК Alebor Group планує в 2018 р. реалізувати широку інвестиційну програму, яка передбачає збільшення потужностей зберігання зернових на підприємствах групи на 112,6 тис. т. Розширяться потужності "Христинівського ХПП" на 60 тис. т.

На "Вороновицькому ХПП". Група планує встановити 3 силоси по 10 тис. т кожен, а також 4 силоси місткістю по 1,5 тис. т для вологого зерна. Таким чином, потужність елеватора виросте на 36 тис. т, що дозволить досягти загального показника в 140 тис. т.

Заплановано також продовження будівництва "Чесного ХПП" в Одеській області. Потужності по зберігання зернових там збільшать на 16,5 тис. т.

Добудовує свої елеватори компанія "Астарт-Київ". Як було вже сказано, ведеться будівництво двох сотисячників у Полтавській області – Лутовиновського (при агрофірмі "Добробут") і Яресківського (при АФ "ім. Довженка"), а також Скороходовського елеватора на 30 тис. т (АФ "Ніка").

Повний запуск усіх трьох елеваторів планується літом 2018 р. Також в 2018 р. будуть розпочаті проекти по будівництву Семеновського елеватора (Полтавська область) на 120 тис. т. і по розширенню діючих елеваторів у Вінницькій і Хмельницькій областях.

Інвестиційна програма по будівництву елеваторів розрахована до 2019 г, в її рамках компанія розширює потужності по одноразовому зберіганню зернових і маслянистих на 480 тис. т.

На Капітановському ЗСП планують будівництво третьої черги потужністю 30 тис. т. Будівництво ще однієї черги дозволить елеватору вийти на повну проектну потужність і зберігати одноразові 75,6 тис. т зерна.

"Авис УкрАгро", у якої вже є один елеватор, планує будувати нове зерносховище в Сумській області.

У 2018 р. триває будівництво ряду зернових портових терміналів. Найбільш великий з них реалізує компанія "М. В. Карго" в порту Південному. Планується, що по закінченню будівництва термінал матиме потужності по одноразовому зберіганню 290 тис. т.

Зараз найдинамічніше розвивається інфраструктура по зберіганню зерна і сектор переробки сільгосп. продукції - маслоекстракційні заводи, забійні цехи і так далі.

Так само росте попит на зерносклади не лише силосного, а і підлогового типу, для будівництва яких на зміну безкаркасним ангарам приходять міцніші і довговічніші каркасні будови, виконані за технологією ЛСТК.

Другим по перспективності напрямом в АПК є будівництво птахофабрик (рис. 3). Незважаючи на падіння об'ємів будівництва птахокомплексів в 2015 р., з 2016 року спостерігається тенденція до збільшення попиту в цій галузі (табл.3).



Рис. 3 – Птахофабрика

Таблиця 3

**Об'єми будівництва птахофабрик, млн.. птицемісць \***

	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
М'ясного напрямку	1,37	0,17	3,9	0,16	7,23	5,1	220,6	2,78	11,19	0,19	3,27
Яєчного напрямку	0,2	0,14	0,46	0,37	1,56	0,2	5,4	1,54	2,85	0,09	0,04

\*За даними Держстату

За останніх два роки найменшим попитом з боку аграріїв користувалися будівлі для утримання корів і свиней (рис.4). Причин скорочення об'ємів будівництва тваринницьких комплексів досить багато - починаючи від епідемії АЧС і відносно низькій рентабельності тваринництва і закінчуючи скороченням держпідтримки цієї галузі (табл..4).





Рис. 4 – Свиноарник

Таблиця 4

Об'єми будівництва тваринницьких приміщень, тис. голів\*

	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Великої рогатої худоби	3,96	2,44	1,47	2,19	3,39	23,3	14,4	7,61	10,5	7,37	2,7
Свиней	3,85	12,9	164,75	89,69	302,5	505,9	281	94,48	94,68	46,35	13,5

\*За даними Держстату

Як відмічають експерти запитів на прорахунок об'єктів досить багато. При цьому призначення об'єктів абсолютно різне - птахофабрики, молочнотоварні ферми, овочесховища та ін. По досвіду реалізованих проєктів - це тваринницькі будівлі, складські для зберігання овочів, фруктів і ягід, ангари для техніки і ремонтні майстерні, а також цехи по переробці сільськогосподарської продукції в продукти харчування.

Найближчими роками одним з найбільш перспективних напрямів аграрного будівництва стане зведення овоче- і фруктосховища (рис. 5). По-перше, існує значний дефіцит потужностей по зберіганню овочів і фруктів. Існує стабільна тенденція до вирощування плодоовочевої продукції на Україні проте за 10 років було побудовано складів для зберігання всього біля 500 тис. т. (табл. 5)



Рис. 5 – Овоче- і фруктосховища з регульованим газовим середовищем

Таблиця 5

Об'єми будівництва овоче- і фруктосховища, тис. т зберігання\*

2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
78,8	9,5	8,2	10,7	25,5	192,7	78,8	42,38	77,32	24,2	21,5

\*За даними Держстату

По-друге, аграрне міністерство розробляє план залучення інвестицій для будівництва в найближчі 2-3 роки складів для зберігання майже 600 тис. т плодоовочевої продукції.

Ще одним цікавим напрямом, наприклад, для постачальників захисних конструкцій може бути реконструкція численних сільськогосподарських будівель, які були побудовані ще в радянський період. Зараз затребувані захисні конструкції при модернізації старих свинарників, корівників, різних сховищ. Такі будівлі в основному не утеплені, а дахи покриті шифером. Видно значний попит з боку аграріїв на оцинкований прокат,

який використовується для реконструкції дахів і набірною сандвіч панелей, вживаний для утеплення.

Найбільші в Україні заводи металоконструкцій, які традиційно зосереджують маркетингові зусилля на прямих продажах своїх виробів провідним агрохолдингам і зернотрейдерам. Проте згідно з офіційною статистикою великі господарства, які мають в розпорядженні земельним банком більше 10 тис. га, обробляють не більше однієї п'ятої українських сільгоспугідь, а біля 70% земель знаходиться у веденні середніх агровиробників (у обробці від 500 до 10 тис. га) (табл. 6).

Таблиця 6

**Структура розподілу українських сільгосп земель по розмірах господарств\***

Розмір господарств Усього, млн. га	Доля від загальної площі с/г земель, %	Кількість господарств, од.
до 500 га	13,1	31332
500-1 тис. га	8,8	2467
1-2 тис. га	17,6	2446
2-3 тис. га	13,3	1099
3-5 тис. га	15,3	798
5-10 тис. га	14,2	422
більше 10 тис. га	17,7	161
Усього, млн.. га	19,9	
Усього, од.		42052

\*За даними Держстату

Слід зауважити, що налагодити прямі продажі будівель з металоконструкцій середнім агрокомпаніям досить складно, оскільки зазвичай середні господарства будують невеликі об'єкти. До того ж таких споживачів багато - більше 7 тис.

Саме ці замовники дуже цікаві виробникам металоконструкцій, оскільки об'єми їх будівництва досить великі і дозволяють працювати з хорошою рентабельністю. Слід враховувати, що на таких споживачів треба виходити з іншим продуктом, наприклад, з типовими рішеннями.

Досить часто восени аграрії прагнуть зберегти свій урожай і продати його навесні, коли ціни максимальні.

Але при цьому лише небагато розуміють, як оптимально побудувати сховище з точки зору правильного облаштування каркасу і захисні конструкції які технології застосувати для підтримки режиму температурної вологості і так далі. Тому в роботі з аграрними компаніями вигоду в першу чергу отримують ті виробники металоконструкцій, які можуть забезпечити постачання готових комплексних рішень з прив'язкою до оптимальної технології.

Вже розроблені типові рішення безкаркасних ангарів і будівель з легких рамних каркасів, які використовуються для овоче- і зерносховищ, складування техніки.

Готові проекти будівель комплектного постачання розроблені і втілені такими учасниками УЦСС, як Rauta і РЕМ, Термастил-Україна і ЦКС (рис. 6).



Рис. 6 – Будівля типової конструкції молочно-товарної ферми

Просування сталевих рішень серед аграріїв не лише дозволить збільшити продажі металоконструкцій в Україні, але і дасть безцінний досвід, який допоможе при освоєнні зарубіжних ринків. Керівники заводів металоконструкцій розповідають, що їх рішення все частіше використовують як українські аграрії, так і зарубіжні інвестори. Наприклад, потенційні замовники цікавляться можливістю будувати сільськогосподарські об'єкти з вітчизняних металоконструкцій навіть в далекій Африці.

#### Література:

1. Сучасні каркасні будівлі споруди з металоконструкцій для підприємств технічного сервісу. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Вип. 168 «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві»-Харків: ХНТУСГ 2016. с. 124-129
2. Електронний ресурс. Точка доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua/>
3. Електронний ресурс. Точка доступу: <http://www.proagro.com.ua/news/ukr/18794.html>
4. Електронний ресурс. Точка доступу: <https://rautagroup.com/sovremennye-tehnologii-stroitelstva-molочно-tovarnyh-ferm/>
5. Електронний ресурс. Точка доступу: <http://ekonomika.eizvestia.com/full/1603-ukrainanarastila-eksport-v-evropu>
6. Електронний ресурс. Точка доступу: <https://www.uscc.ua/ru/infocentr/stati-i-intervyu/agrosektor-kak-potrebitel-metallokonstrukcij-vozmozhnosti-i-napravleniya.html>

#### Summary

**Marchenko M.V., Korotun I.I., Mazalov I.U.K., Kozakov M.A.** Prospects of application of metallic constructions are at building of objects of agribusiness

*An analysis over is in-process brought agrarian to the sector of economy of Ukraine, existent building of agricultural building of the different setting. And also the prospects of application of metallic constructions are analysed at building and reconstruction of objects of agribusiness.*

**Keywords:** *agrarian enterprises, agricultural objects, easy steel thin-walled constructions, metallic constructions, cowsheds, poultry factories, hogcotes, granaries, vegetable stores, elevators.*

**References**

1. Modern framework building of building from metallic constructions for the enterprises of technical service. Announcer KHNTUSH the name of Peter Vasilenko. 168 "Resource saving technologies, properties and equipment in a repair production" are Kharkiv: KHNTUSH 2016. s. 124-129
2. Electronic resource. Access point: <http://www.ukrstat.gov.ua/>
3. Electronic resource. Access point: <http://www.proagro.com.ua/news/ukr/18794.html>
4. Electronic resource. Access point: <https://rautagroup.com/sovremennye-tehnologii-stroitelstva-molochno-tovarnyh-ferm/>
5. Electronic resource. Access point: <http://ekonomika.eizvestia.com/full/1603-ukrainanarastila-eksport-v-evropu>
6. Electronic resource. Access point: <https://www.uscc.ua/ru/infocentr/stati-i-intervyu/agrosektor-kak-potrebitel-metallokonstrukcij-vozmozhnosti-i-napravleniya.html>

Коломиец В.В.<sup>1</sup>,  
Фабричникова И.А.<sup>1</sup>,  
Любичева К.М.<sup>1</sup>,  
Vijay Kumar<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П. Василенка,  
г. Харьков, Украина  
<sup>2</sup>IIMT CREATER NOIDA,  
India

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ  
ОБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ С РЕЗЦАМИ  
ИЗ ТВЕРДОГО СПЛАВА И СВЕРХТВЕРДЫХ  
МАТЕРИАЛОВ

УДК 621. 923

*В работе приведены результаты определения коэффициентов трения сталей и наплавленных материалов с твердым сплавом и сверхтвердыми материалами.*

**Ключевые слова:** коэффициенты трения, стали, наплавленные материалы, скорости резания, резцы, твердый сплав, гексанит-Р.

**Введение.** При резании сплошных и наплавленных материалов трение стружки о переднюю поверхность инструмента и обрабатываемой поверхности о его задние поверхности оказывает большое влияние на характер протекания всего процесса резания. Работа деформации и работа трения являются основными источниками теплообразования при всех видах процесса резания. Величина характеристик трения зависит от свойств обрабатываемого и инструментального материалов, состояния контактных поверхностей и режимов процесса обработки [1]. Физические характеристики взаимодействия инструментального и обрабатываемого материалов зависят от внешнего и внутреннего трения, которые сопровождаются явлениями адгезии и диффузии и приводят к появлению нормальных и касательных напряжений на передней и задних поверхностях инструмента, упругих и пластических деформаций слоев обрабатываемого материала [2, 3]. Изменяя трение можно управлять характером протекания процесса резания, а, следовательно, качеством обработанной поверхности и стойкостью режущего инструмента. Решению этой задачи препятствует недостаточная изученность особенностей трения сверхтвердых инструментальных материалов, в частности таких, как АСБ, АСПК, эльбор-Р и гексанит-Р, с закаленными, конструкционными, и быстрорежущими сталями и наплавленными материалами [4 - 7].

**Объектом исследования** является определение коэффициентов трения между инструментальными и инструментальными материалами и определение влияния технологических параметров процесса резания на величину коэффициентов трения.

**Цель исследования.** Выявить причины и характер взаимодействия между инструментом и обрабатываемым материалом в зоне контактного трения и установить зависимость характеристик трения от обрабатываемого и инструментального материала.

**Методы исследования.** При экспериментах процесс резания моделировался на специальной установке (рис. 1) с использованием пары трения индентор из инструментального материала – цилиндрический образец из обрабатываемого материала

Индентор с рабочей поверхностью 0,2 x 4 мм изготавливался из твердого сплава Т15К6 и из сверхтвердых материалов на основе алмаза типа АСБ и АСПК и на основе нитрида бора типа эльбор-Р и гексанит-Р. Материал цилиндрического образца – закаленные стали 45 (HRC 48-50), У10 (HRC 58-60) и Р6М5 (HRC 62-64), а также материалы, наплавленные проволоками Нп-Св08, Нп-У8А, Нп-12Х18Н9Т, Нп-30ХГСА, ПП-Нп-25Х5ФМС, ПП-Нп-10Х14Т, ПП-Нп-30Х5Г2СМ и ПП-Нп-250Х10Б8С2Т.



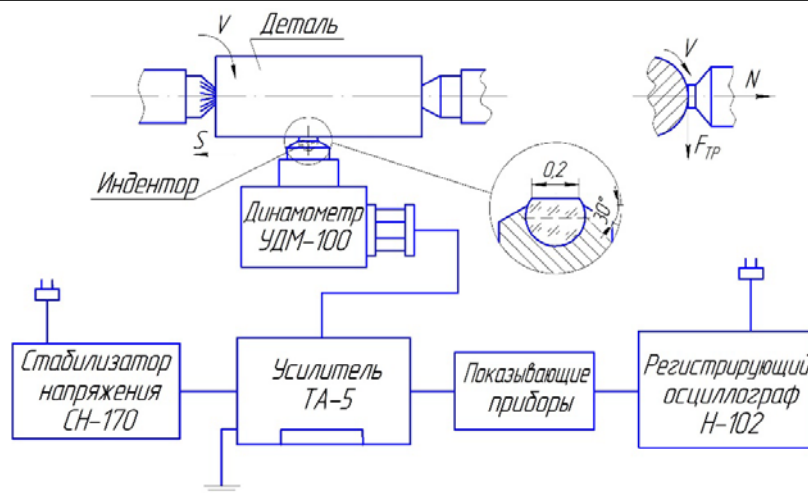


Рис. 1 – Схема установки для определения коэффициентов трения

Индентор устанавливался в динамометре УДМ-100 и перемещался при заданной нагрузке с подачей 0,3 мм/об вдоль образующей цилиндрического образца, что исключало возможность повторного контакта трущихся поверхностей. В процессе опытов наблюдалось истирание индентора, характер которого подтвердил близость условий проведения экспериментов и реальных условий резания.

Коэффициент трения рассчитывался из соотношения  $\mu = F_{тр}/N$ , где  $F_{тр}$  – сила трения (составляющая  $P_z$ );  $N$  – сила нормального давления (составляющая  $P_y$ ). По величине силы  $N$  определялось контактное давление  $q = N/f$ , где  $f$  – площадь контакта трущейся пары, которая измерялась на специальном микроскопе (увеличение 100). В качестве смазки применялось индустриальное масло 20, которое подавалось в зону трения поливом.

**Результаты исследований и их обсуждение.** Влияние среднего контактного давления на коэффициент трения эльбора-Р с закаленными сталями изучалось при скоростях трения-скольжения, соответствующих максимуму зависимости  $\mu = f(v)$ . Как видно из рис. 2, изменение коэффициента трения с повышением контактного давления носит экстремальный характер.

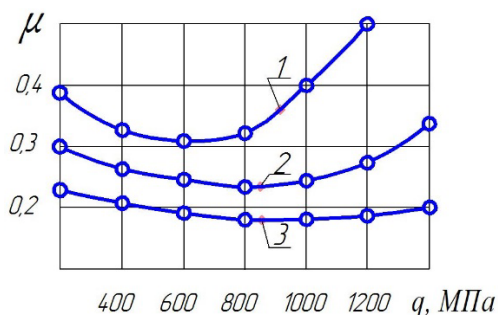


Рис. 2 – Влияние контактного давления на коэффициент трения  
 1 – сталь 45 ( $v = 2,0$  м/с); 2 – У10А ( $v = 1,5$  м/с); 3 – Р6М5 ( $v = 1,3$  м/с)

В наибольшей степени рост контактного давления влияет на коэффициент трения эльбора-Р со сталью 45. Опыты показывают, что с повышением твердости закаленной стали минимум коэффициента трения, смещается в сторону больших контактных давлений. Оптимальным контактным давлением, соответствующим минимуму коэффициента трения, для стали 45 является 600 МПа, для стали У10 – 800 МПа, для стали Р6М5 – 1000 МПа. Левые ветви кривых на рис. 2 обуславливаются главным образом упругим контактом при наличии окисных граничных смазочных пленок, правые – преимущественно пластическим контактом, увеличение которого приводит к увеличению силы и коэффициента трения.

Зависимость коэффициента трения от скорости трения-скольжения индентора из эльбора-Р при его контакте с различными закаленными сталями также носит экстремальный характер (рис. 3).

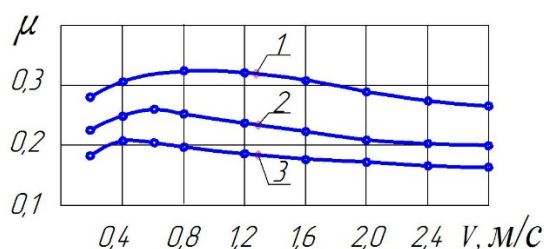


Рис. 3 – Влияние скорости трения-скольжения на коэффициент трения  
1 – сталь 45 ( $q = 600$  МПа); 2 – У10А ( $q = 800$  МПа); 3 – Р6М5 ( $q = 1000$  МПа)

Такая зависимость связана с изменением свойств окисных смазочных пленок и развитием наростов на трущихся поверхностях индентора и образца.

Изучение влияния смазки на коэффициент трения АСБ, АСПК и эльбора-Р с закаленными сталями, в частности, со сталью Р6М5 (табл. 1), показало, что смазка практически не влияет на характер зависимости  $\mu = f(v)$ .

Однако смазка по-разному влияет на величину коэффициента трения различных сверхтвердых материалов.

Таблица 1

Коэффициенты трения АСБ, АСПК и эльбора-Р со сталью Р6М5

Скорость трения, м/с	Без смазки			Со смазкой		
	АСБ	АСПК	Эльбор-Р	АСБ	АСПК	Эльбор-Р
0,5	0,21	0,25	0,2	0,14	0,12	0,16
0,75	0,26	0,3	0,22	0,12	0,11	0,14
1,0	0,24	0,28	0,18	0,11	0,09	0,13
1,25	0,22	0,26	0,18	0,10	0,09	0,12
1,5	0,21	0,25	0,18	0,10	0,08	0,12
1,75	0,21	0,25	0,17	0,10	0,08	0,12
2,0	0,21	0,25	0,17	0,10	0,08	0,12
2,5	0,2	0,24	0,17	0,10	0,08	0,12

Характер влияния контактного давления на величину коэффициента трения сверхтвердых материалов с быстрорежущей сталью со смазкой и без смазки приведен в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициенты трения АСБ, АСПК и эльбора-Р со сталью Р6М5

Контактное давление, МПа	Без смазки			Со смазкой		
	АСБ	АСПК	Эльбор-Р	АСБ	АСПК	Эльбор-Р
400	0,22	0,26	0,2	0,12	0,09	0,13
600	0,21	0,25	0,19	0,11	0,08	0,12
800	0,2	0,25	0,18	0,10	0,08	0,12
1000	0,2	0,25	0,18	0,10	0,08	0,12
1200	0,22	0,26	0,19	0,11	0,09	0,13
1400	0,24	0,28	0,20	0,13	0,10	0,15
1600	0,27	0,32	0,23	0,16	0,13	0,18

Минимальное значение коэффициентов трения наблюдается при значительных контактных давлениях 800-1000 МПа, что можно объяснить высокими прочностными свойствами трущихся пар. Изменение контактного давления в большей степени влияет на величину коэффициента трения без смазки. Использование смазки снижает экстремальность исследуемых зависимостей, что особенно важно в процессе тонкого точения, когда в период приработки инструмента наблюдаются большие контактные давления.

Обработка неоднородных наплавленных материалов, имеющих много разнообразных дефектов в срезаемом слое, сопровождается чрезвычайно интенсивным трением, имеющим свои специфические особенности и отличия от трения при резании однородных сплошных материалов.

На рис 4. показано влияние скорости трения-скольжения на коэффициент трения твердого сплава Т15К6 и сверхтвердого материала гексанида-Р с неоднородными наплавленными материалами. Данные получены при контактных давлениях для Т15К6: 1 – 500; 2 – 600; 3 – 700; 4 – 800; 5 – 900; 6 – 1000 Мпа, и для гексанида-Р: 3 – 1600; 4 – 1800; 5 – 2000; 6 – 2100МПа.

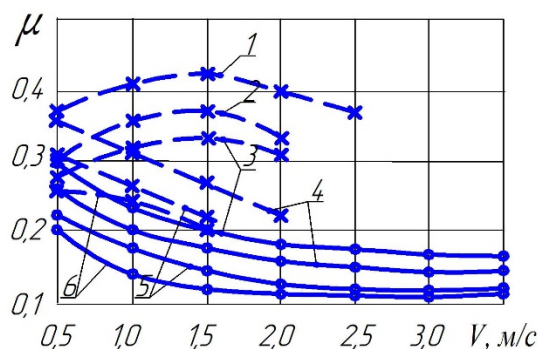


Рис. 4 – Влияние скорости трения-скольжения на коэффициент трения  
(х—х) Т15К6; (о—о) гексанит-Р;

1 – Нп-Св08; 2 – Нп-У8А; 3 – Нп-30ХГСА; 4 – ПП-Нп-25Х5ФМС; 5 – ПП-Нп-10Х14Т; 6 – ПП-Нп-30Х5Г2СМ

Как видно из расположения графиков характер всех зависимостей одинаков, а коэффициент трения уменьшается с увеличением твердости неоднородного материала, что можно объяснить уменьшением его пластичности.

Коеэффициент трения в значительной степени зависит от удельного давления, с увеличением которого увеличивается температура в зоне контакта, что изменяет характер взаимодействия контактирующих пар. Так, с увеличением удельного давления коэффициент трения первоначально уменьшается при трении самых различных пар инструментальных и неоднородных наплавленных материалов, что связано с уменьшением температуры контакта (рис. 5). Данные получены при скоростях трения для Т15К6: 1 – 1,5 м/с; 2 – 1,3 м/с; 3 – 1,2 м/с; 4 – 1,0 м/с; 5 – 0,8 м/с; 6 – 0,6 м/с, и для гексанида-Р: 3 – 2,3 м/с; 4 – 2,0 м/с; 5 – 1,8 м/с; 6 – 1,5 м/с.

Положение минимума в этой зависимости соответствует полному заполнению впадин микронеровностей, пор, трещин и других дефектов наплавки на поверхности образца. Дальнейший рост удельных давлений не оказывает существенного влияния на площадь действительного контакта, однако при этом увеличиваются молекулярные составляющие силы резания, что увеличивает коэффициент трения.

Отличительные особенности влияния неоднородности наплавленного материала на коэффициент трения при моделировании наблюдается для разных по природе материалов, типа наплавленного материала нержавеющей стали и мало пластичного чугуна. Так, при трении индентора из твердого сплава Т15К6 по поверхности, наплавленной про-

волокой Нп-12Х18Н9Т, имеет место явно выраженный максимум в зависимости коэффициента трения от скорости трения-скольжения. Это можно объяснить лучшим заполнением микропор, трещин, раковин, как материала образца, так и материала инструмента разогретым никелем, что приводит к увеличению коэффициента трения.

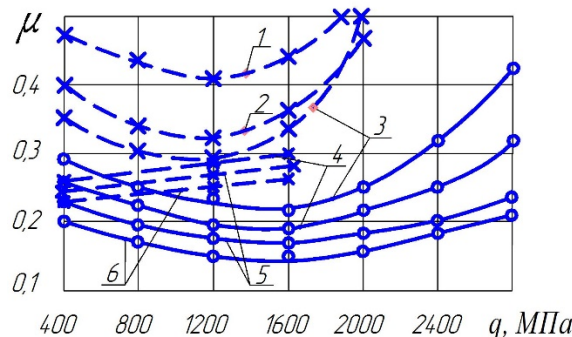


Рис. 5 – Влияние удельного давления на коэффициент трения  
 (х—х) Т15К6; (о—о) гексанит-Р;

1 – Нп-Св08; 2 – Нп-У8А; 3 – Нп-30ХГСА; 4 – ПП-Нп-25Х5ФМС; 5 – ПП-Нп-10Х14Т; 6 – ПП-Нп-30Х5Г2СМ

При трении инденторов из твердого сплава Т15К6 и из гексанита-Р по материалу с большой неоднородностью и малой пластичностью типа наплавленный высокопрочный чугун ПП-Нп-250Х10Б8С2Т достигаются высокие значения коэффициентов трения, что обусловлено наличием только упругих контактов в зоне трения и большим количеством дефектов в наплавке. Величины коэффициентов трения инденторов по этому наплавленному материалу почти в 2 раза больше, чем по наплавленным материалам типа легированных и инструментальных сталей. Для сравнения величины коэффициентов трения, полученные при моделировании трения инденторами из твердого сплава Т15К6 и из гексанита-Р по различным наплавленным материалам, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Величины коэффициентов трения при моделировании

Марка материала	Твердость, HRC	Скорость трения, м/с	Удельное давление, МПа	Коэффициент трения	
				Т15К6	Гексанит-Р
Нп-Св08	HB 180-200	1,5	500	0,43	–
Нп-У8А	HB 210-220	1,3	600	0,37	–
Нп-30ХГСА	33-38	1,2; 2,3	700; 1600	0,35	0,18
Нп-12Х18Н9Т	35-40	1,0; 2,0	800; 1600	0,42	0,27
ПП-Нп-25Х5ФМС	35-40	1,0; 2,0	800; 1600	0,31	0,17
ПП-Нп-10Х14Т	50-55	0,8; 1,8	900; 2000	0,28	0,15
ПП-Нп-30Х5Г2СМ	55-60	0,6; 1,5	1000; 2100	0,27	0,13
ПП-Нп-250Х10Б8С2Т	55-62	– ; 1,3	– ; 1800	–	0,43

Примечание: сначала указаны величины скорости трения и удельного давления для инденторов из твердого сплава Т15К6, а затем для гексанита-Р.

Из приведенных данных в табл. 3 видны отличия в величинах коэффициентов трения различных по свойствам и неоднородности наплавленных и инструментальных материалов, что необходимо учитывать при назначении технологических параметров процесса резания.

**Выводы.** Коэффициенты трения твердого сплава, как со сталью, так и с наплавленными материалами на 40 – 60% больше чем у сверхтвердых материалов и на основе алмаза и на основе нитрида бора. Применение смазки при трении инструментов из сверхтвердых материалов при трении и по стали, и по наплавленным материалам приводит к незначительному уменьшению коэффициентов трения. Это необходимо учитывать при назначении режимов резания в технологических процессах восстановления деталей машин.

### Литература:

1. *Кравченко Б.А.* Силы, остаточные напряжения и трение при резании металлов /Б.А. Кравченко. Куйбышев: Куйбышевское кн. изд-во, 1962 – 179 с.
2. *Костецкий Б.И.* Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – К.: Техника, 1970. – 396 с.
3. *Костецкий Б.И.* Механические процессы при граничном трении /Б.И. Костецкий, М.Э. Натансон, Л.И. Бердашский. – М.: Наука, 1972. – 170 с.
4. *Коломиец В.В., Тимофеев П.В.* Изучение трения поликристаллических сверхтвердых материалов с закаленными сталями. /Сб. Синтетические алмазы. Киев. 1977. №3. С. 27-31.
5. *Коломиец В.В., Сорбат В.И., Малышев В.Н., Голик В.В., Мозок В.М., Демура Ф.Л.* Коэффициенты трения гексанита-Р с наплавленными поверхностями. /Сб. Алмазы и сверхтвердые материалы. М. 1979. №10. С. 9...10.
6. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения. /Под общей ред. *Ф.В. Новикова и А.В. Якимова*. В десяти томах. – Т.3. «Резание материалов лезвийными инструментами». Одесса: ОНПУ. 2003. – 550 с. /Монография. Авторы: *Новиков Ф.В., Якимов А.В., Коломиец В.В.*, и др./.
7. *Тищенко Л.Н., Коломиец В., Любичева К.М., Vijay Kumar.* Определение коэффициентов трения при резании неоднородных наплавленных материалов резцами из ПСТМ. / Труды 21-й международной научно-практической конференции «Физические и компьютерные технологии». Харьков. 2015. – С. 64...68.

### Summary

**Kolomiets V.V., Fabrichnikova I.A., Liubicheva K.M., Vijay Kumar** Determination of the friction coefficients of the processed materials with cutters made of hard alloy and superhard materials

*The paper presents result of the determining the friction coefficients of steels and welded materials with a hard alloy and superhard materials.*

**Keywords:** *friction coefficients, steels, welded materials, cutting speeds, chisels, hard alloy, hexanite-R.*

### References

1. *Kravchenko B.A.* The force, residual stress and friction at cutting metal. /B.A. Kravchenko. Kuibyshev. Book, 1962. – 179 p.
2. *Kostetskiy B.I.* The friction, lubricant and wear in machines. /B.I. Kostetskiy. K.: Technikal. 1970. – 396 p.
3. *Kostetskiy B.I.* The mechanical processes with boundary friction. /B.I. Kostetskiy, M.E. Natanson, L.I. Berdachskiy. M.: Book. 1972. - 170 p.
4. *Kolomiets V.V.* Studying of friction of polycrystalline superhard materials with harden steels. /Co. Synthetic diamond. K.: 1977. N3. - p. 27-31.

5. Kolomiets V.V. The friction coefficients of hexanit-R with welded surface. /V.V. Kolomiets, V.I. Sorbat, V.N. Malyshev [i dr.] //Co. Diamond and superhard materials. M. 1979. N10. – p. 9-10.
6. Physico-mathematical theory of the processing of materials and technology of engineering. / Under the general ed. F.V. Novikov and A.V. Yakimova. In ten volumes. - T.3. "Cutting of materials with blade tools". Odessa: ONPU. 2003. - 550 with. /Monograph. Authors: Novikov F.V., Yakimov A.V., Kolomiets V.V., and others.
7. Tishchenko L.N. The determination of friction coefficients cutting of welded materials with chisels by PSTM. /L.N. Tishchenko, V.V. Kolomiets, K.M. Lubicheva, Vijay Kumar. //Trudyi – XXI Mezhdurodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii “Fizicheskie and compyuternye tekhnologii”. Kharkiv, 2015. - p. 64-68.

Григорак М.Ю.<sup>1</sup>,  
Кулик В.А.<sup>1</sup>,  
Марчук В.Е.<sup>1</sup>,  
Градыский Ю.А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Национальный авиационный университет,  
г. Киев, Украина

<sup>2</sup>Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П. Василенко,  
г. Харьков, Украина

## СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЦЕПЕЙ ПОСТАВОК ОПАСНЫХ ГРУЗОВ

УДК 658.45; 339.182

*Статья посвящена выявлению и анализу наиболее актуальных угроз безопасности цепей поставок. К ним относится усиление тенденций международного терроризма и техногенного влияния на окружающую среду, как объектов поставок, так и технических средств переработки и доставки грузов. Для категории опасных грузов предложена система мер по обеспечению техногенной безопасности цепей поставок.*

**Ключевые слова:** безопасность цепей поставок, транспортно-логистические системы, опасные грузы, технические средства, международный терроризм, техногенные угрозы.

### Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами.

Обеспечение безопасности цепей поставок в транспортно-логистических системах (ТЛС) является одной из приоритетных задач глобализации мировой экономики. Для отдельных участников цепей поставок характерна организационная, управленческая, финансовая, информационная, профессиональная, технологическая и иная разобщенность. Как субъекты хозяйственной деятельности они в большей степени заботятся о своих локальных интересах, приобретении преимуществ в конкурентной борьбе и меньше обращают внимание на вопросы эффективности и результативности безопасности цепи поставки как целостного объекта управления.

Снижение безопасности в работе цепей поставок ведет к увеличению рисков хищения грузов, коррупции, мошенничества, ошибок в организации и управлении. В отдельных странах этому способствует возможность открытого доступа к информации о движении грузов через интернет, отсутствие единой системы информирования об инцидентах с грузами, возможности получения конфиденциальных сведений об организациях и другие мошеннические действия, а также слабый уровень правового регулирования противоправных действий при перевозке коммерческих грузов, а особенно опасных грузов. Проблема безопасности цепей поставок в Украине усугубляется отсутствием единой системы стандартов безопасности перевозок; ухудшением криминогенной ситуации; заметным снижением реагирования на инциденты со стороны правоохранительных органов [1].

**Обзор публикаций и результаты анализа.** Система обеспечения безопасности цепей поставок призвана решать целый комплекс взаимосвязанных проблем: разрешение конфликтных ситуаций между интересами участников; контроль передачи ответственности; стратегию и тактику обеспечения безопасности на основе современных научных концепций, прав, стандартов и лучших практик, новых моделей, методов, технологий, техники и приемов; учитывать современные международные подходы в организации и управлении поставками в соответствии с требованиями стандарта ISO 28000 к безопасности глобальной цепи поставок.

Особенно актуальной становится проблема обеспечения безопасности поставок опасных и особо опасных грузов.

Опасный груз – сырье, материалы, изделия, отходы производства или другой деятельности, которые вследствие свойственных им качеств при наличии определенных факторов могут создать угрозу взрыва, пожара, повреждения технических средств, сооружений и других объектов, нанося материальный ущерб окружению, а также привести к гибели, травматизму, отравлению людей, животных.

Поставки таких грузов сегодня составляют около 20% общего объема поставляемых грузов, и тенденция к их приросту сохраняется.

Одновременно растут и угрозы безопасности цепей поставок. Исключать вероятность угроз полностью невозможно, а применения стандартных и апробированных мер совершенно недостаточно. По-прежнему остаются актуальными обязательные сопровождения особо опасных грузов, патрулирование территорий товарных и сортировочных компаний, использование мобильных инспекционно-досмотровых комплексов.

Однако растут и масштабы угроз международного терроризма, в основном в сфере международной торговли и логистики.

В тоже время мировой опыт построения системы обеспечения безопасности цепей поставок обращает внимание на важнейшие элементы в деятельности звеньев цепи, а именно: качество услуг участников цепи поставки; качество услуг организаций, обеспечивающих безопасность цепи поставки; территории и маршруты; характер грузов; упаковка, маркировка; технологии прослеживаемости «трекинг и трэйсинг»; технологии сохранности; перечень транспортных средств; информационная обеспеченность; перечень характерных препятствий на пути логистических потоков; перечень необходимых внутренних процессов, охватывающих всю цепь поставки; перечень внешних условий, оказывающих влияние на работу цепи; перечень угроз безопасности в цепях поставок (с обновлением); перечень существенных проблем (при реализации угроз безопасности).

Обеспечение безопасности цепей поставок идентифицируется как деятельность по поддержанию цепей поставок на уровне стабильного функционирования (жизнеспособности, «живучести»), включающего процесс противодействия несанкционированным действиям, планирование, контроль и улучшение системы комплексных мер, охватывающих организационно-управленческие, правовые, физические, технические, технологические, страховые, финансово-экономические и культурные аспекты с целью снижения потерь, выявления и предотвращения правонарушений и других угроз безопасности, привлечения виновных лиц к ответственности, достижения результатов поддержания политики менеджмента безопасности [2].

Особенно большое значение при перевозках категории опасных грузов приобретает экологический аспект. Так как опасные вещества при транспортировке и возникновении аварийной ситуации могут оказать негативное действие на окружающую среду (необратимые изменения экологического фона, гибель некоторых видов растений и животных) и причинить существенный вред жизни и здоровью человека, во многих странах существуют правила безопасности, действующие при перевозке опасных грузов. Именно поэтому перевозка таких грузов, а также все промежуточные операции с ними (погрузочно-разгрузочные работы, временное хранение и т.п.) строго регламентированы согласно нормам европейского Дорожного соглашения о перевозке опасных грузов (ДОПОГ). Оно было составлено в рамках единой системы требований по перевозке опасных грузов, призванной одновременно обезопасить их перевозку между странами и максимально упростить таможенные формальности. Европейское соглашение о международной дорожной перевозке опасных грузов, ДОПОГ создано по инициативе ООН и заключено в Женеве 9 сентября 1957 г.

Организацией объединённых наций (ООН) создан специальный список опасных веществ (более 3000 наименований). Каждое опасное вещество, внесенное в этот список, имеет четырехзначный номер, который называется идентификационным номером по



списку опасных веществ ООН. По этому номеру можно узнать точное название перевозимого опасного вещества. Список разбит по классам. Разрешено опасное вещество одного класса перевозить, только по предназначенным для него правилам [3]:

Класс опасности 1: Взрывчатые вещества.

Подкласс 1.1: Вещества и предметы, которые несут в себе опасность взрыва массой.

Подкласс 1.2: Вещества и предметы, которые несут в себе опасность осколочного взрыва, но не представляют опасности массового взрыва.

Подкласс 1.3: Вещества и предметы, которые характеризуются опасностью возгорания и незначительной опасностью взрыва, либо незначительной опасностью осколочного взрыва, либо тем и другим, но не представляют опасности массового взрыва.

Подкласс 1.4: Вещества и изделия, которые не представляют значительной опасности.

Подкласс 1.5: Вещества очень низкой чувствительности, которые характеризуются опасностью взрыва массой.

Подкласс 1.6: Вещества чрезвычайно низкой чувствительности, которые не характеризуются опасностью взрыва массой.

Класс опасности 2: Газы.

Подкласс 2.1: Горючие газы.

Подкласс 2.2: Не воспламеняющиеся, не токсичные газы.

Подкласс 2.3: Токсичные газы.

Класс опасности 3: Легко воспламеняющиеся жидкости.

Класс опасности 4: Легко воспламеняющиеся твердые вещества; вещества, способные к самовозгоранию; вещества, которые при контакте с водой выделяют легко воспламеняющиеся газы.

Подкласс 4.1: Легко воспламеняющиеся твердые вещества.

Подкласс 4.2: Вещества, способные к самовозгоранию.

Подкласс 4.3: Вещества, которые при контакте с водой выделяют легко воспламеняющиеся газы.

Класс опасности 5: Окисляющиеся вещества и органические пероксиды.

Подкласс 5.1: Окисляющие вещества.

Подкласс 5.2: Органические пероксиды.

Класс опасности 6: Токсичные и инфекционные вещества.

Подкласс 6.1: Токсичные вещества.

Подкласс 6.2: Инфекционные вещества.

Класс опасности 7: Радиоактивные вещества.

Класс опасности 8: Коррозионные вещества.

Класс опасности 9: Прочие опасные вещества и предметы.

Все рассматриваемые в научной литературе тенденции управления безопасностью [4] цепей поставок концентрируются на проблемах экономической безопасности. При этом упускается, по нашему мнению, внимание к обеспечению техногенной безопасности цепей поставок, как сложнейших технических образований с весьма насыщенной инфраструктурой транспортных средств и путей, складского хозяйства, погрузочно-разгрузочного оборудования, телекоммуникационной компьютерной техники [5]. Именно в случаях перевозки опасных грузов угрозы техногенной безопасности приобретают характер катастрофических последствий. Все эти технические и технологические составляющие субъектов цепи поставок становятся потенциальной и реальной опасностью как для непосредственных участников – исполнителей логистических операций, так и для окружающей среды. На рис. 1 систематизированы направления и механизмы управления техногенной безопасностью цепей поставок.



Рис. 1 – Направления и механизмы управления техногенной безопасностью цепей поставок

Прежде всего, необходимо разработать комплекс превентивных мер, до минимума сводящих возможности и условия техногенной катастрофы. Речь идет не только о снижении или полном исключении проблемы аварийности в связи с нарушениями правил эксплуатации технических средств и правил перевозок, но также и о системе мониторинга состояния опасного груза на всех этапах цепи поставок. Актуальной и оправданной может быть объявленная США программа 100% сканирования контейнерных грузов [6]. Обязательной составляющей программы безопасности есть комплекс компенсационных действий в виде системы реинжиниринга логистических процессов и операций в ответ на появление новых опасностей и вредных воздействий, а также штрафов и платежей за отклонения от стандартных требований и нормативов аналогично существующему положению ИКАО о штрафах за нарушения допустимого уровня шума при посадках и взлетах самолета. Программа мер техногенной безопасности должна предусматривать одновременно проекты восстановления пострадавших в результате техногенных ситуаций территорий, зданий, сооружений, экологической среды.

В основе международных требований к системе менеджмента безопасности лежит риск-ориентированный подход. Система должна идентифицировать процессы; определить последовательность их взаимодействия; определить критерии и методы для эффективного функционирования и оперативного контроля данных; обеспечить наличие ресурсов, включая информацию, для устойчивого функционирования; проводить мониторинг, измерение и анализ процессов цепи поставок в целях обеспечения безопасности.

Ближайшей перспективой развития таких систем в сфере цепей поставок станет новое качество интеграции участников бизнеса на основе разработанных моделей управления рисками в цепях поставок.

Управление риском – это, в сущности, экономический механизм процесса регулирования и принятия решений по снижению затрат, повышению производительности и качества продукции и услуг в интегрированной логистической цепочке. Он обеспечивает приемлемый уровень устойчивости ("выживаемости") системы и ее развитие, в чем и заключается безопасность всех экономических процессов.

Цели и принципы "абсолютной безопасности", или "нулевого риска", которые много лет использовались в экономических и технических системах, сегодня уступают место принципам "приемлемого риска" (принцип ALARA - As Low As Reasonably Achievable - "настолько низко, насколько это достижимо в пределах разумного"). Вслед за мировым сообществом такой подход принят и в Украине [4].

Чтобы принципы "приемлемого риска" начали действовать, нужно создавать системы логистического контроля за поставками стратегически важных ресурсов, особенно при проведении экспортно-импортных операций в сфере военно-технического сотрудничества. Только их оптимальное распределение позволит снизить риски и окажет положительное влияние на экономику предприятий Украины.

**Выводы.** В результате анализа современных условий функционирования и развития цепей поставок выявлены тенденции устойчивого роста объема перевозок опасных грузов и технического усложнения средств переработки, хранения и доставки грузов. Это привело к усилению техногенных угроз безопасности поставок. Еще более весомой в условиях глобализации логистики стала и угроза международного терроризма. Повышенные риски и усиление последствий возможных угроз безопасности цепей поставок требуют углубленных инновационных разработок программ обеспечения безопасности в логистике. Такая комплексная программа должна содержать систему превентивных компромиссных и восстановительных действий. Разработка такой системы для различных цепей поставок является предметом наших дальнейших исследований.

### **Литература:**

1. Меланич Е. Сохранность и безопасность цепей поставок в авиатранспортной отрасли // АвиаСоюз / ноябрь-декабрь / 2014. – С. 39. Режим доступа: [http://www.siltech.ru/upload/Articles/2014-12-24%20article%20\(1\).pdf](http://www.siltech.ru/upload/Articles/2014-12-24%20article%20(1).pdf).
2. Евсеев Е. Обеспечение безопасности цепей поставок / Е. Евсеев, П. Завалишин, Е. Меланич, С. Серодеденко // Логистика. – №6. – 2014. – С. 54-57.
3. Техническая инструкция по безопасной перевозке опасных грузов по воздуху, ИКАО, документ 9284/905.
4. Ярмолевич Ю.Р. Развитие возможностей транспортной системы Украины в свете концепции развития транспорта ЕС до 2050 года / Ю.Р. Ярмолевич, Д.Ю. Ярмолевич // Розвиток методів управління та господарювання на транспорті. – № 1(50), 2015. – С. 155–169.
5. Intelligent Transport Systems (ITS): an area to be strengthened in the Transport sector. [http://www.unece.org/trans/theme\\_its.html](http://www.unece.org/trans/theme_its.html).
6. Повышение безопасности контейнеров и цепи поставок // Электронный Журнал КТС / – июль 2014. – 63 с.

### Summary

**Grigorak M.Y., Kulik V.A., Marchuk V.E., Gradysky Y.A.** Contemporary trends for security of the chains of dangerous goods supply

*The article is devoted to the identification and analysis of the most urgent threats to the security of supply chains. These include the strengthening of trends in international terrorism and man-made impact on the environment as objects of supply, as well as technical means of processing and delivery of goods. For the dangerous goods category, a system of measures has been proposed to ensure the technogenic safety of supply chains.*

**Keywords:** security of supply chains, transport and logistics systems, dangerous goods, technical means, international terrorism, technogenic threats.

### References

1. Melanich Y. Sokhrannost i bezopasnost tsepey postavok v aviatransportnoy otrasli // Avi-aSoyuz / noyabr-dekabr / 2014. – S. 39. Rezhim dostupu: [http://www.siltech.ru/upload/Articles/2014-12-24%20article%20\(1\).pdf](http://www.siltech.ru/upload/Articles/2014-12-24%20article%20(1).pdf).
2. Yevseyev Y. Obespecheniye bezopasnosti tsepey postavok / Y. Yevseyev, P. Zavalishin, Y. Melanich, S. Serodedenko // Logistika. – №6. – 2014. – S. 54-57.
3. Tekhnicheskaya instruktsiya po bezopasnoy перевозке опасных грузов по воздуху, ICAO, dokument 9284/905.
4. Yarmolovich Y.R. Razvitiye vozmozhnostey transportnoy sistemy Ukrainy v svete kontseptsii razvitiya transporta ES do 2050 goda / Y.R. Yarmolovich, D.Y. Yarmolovich // Rozvitok metodiv upravlinnya ta gospodaryuvannya na transporti. – № 1(50), 2015. – S. 155–169.
5. Intelligent Transport Systems (ITS): an area to be strengthened in the Transport sector. [http://www.unece.org/trans/theme\\_its.html](http://www.unece.org/trans/theme_its.html).
6. Povysheniye bezopasnosti konteynerov i tsepi postavok // Elektronnyy Zhurnal KTC / - iyul 2014. – 63 s.

Науменко А.А.

Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П.Василенко,  
г. Харьков, Украина,  
E-mail: lajo@ukr.net

## АНАЛИЗ МЕТОДОВ УПРОЧНЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ РАЗЛИЧНОЙ ТЕХНИКИ

УДК 621.47.019

*В работе рассмотрены различные методы упрочнения поршневых колец, требования, предъявляемые к ним, материал, условия эксплуатации, термообработка. Рассмотрены возникающие в них дефекты и факторы, влияющие на отказ. В результате обоснована необходимость повышения износостойкости высокофорсированных дизельных двигателей путем определения требований, предъявляемым к поршневым кольцам, и разработки прогрессивного технологического процесса нанесения износостойких покрытий на поршневые компрессионные кольца с учетом их вибрационного и напряженно-деформированного состояния.*

**Ключевые слова:** поршневое кольцо, упрочняющая обработка, эксплуатация нано покрытия, плазменное напыление, трение

Опыт эксплуатации сельскохозяйственной техники показывает, что надежность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в значительной степени зависит от скорости изнашивания верхних поршневых колец, которая определяется их вибрационным и напряженно-деформируемым состоянием, а также составом и технологией нанесения износостойких покрытий.

Однако до сих пор действительный ресурс верхних поршневых колец значительно ниже долговечности других деталей ЦПГ двигателей. Так, широко применяемый гальванический способ нанесения хрома на рабочую поверхность поршневых колец всего лишь на 30% снижает интенсивность изнашивания по сравнению с нехромированными кольцами, что явно недостаточно особенно при повышенных давлениях сгорания в цилиндре, характерных для форсированных автотракторных дизелей.

Таким образом, исследование вибрационного и напряженно-деформируемого состояния и разработка новых технологий нанесения износостойких покрытий на поршневые кольца при работе на повышенных давлениях сгорания, является актуальным как для двигателестроительных, так и ремонтных предприятий.

Основное назначение компрессионных колец – обеспечение уплотнения между камерой сгорания и картером. При износе поршневого кольца возрастает прорыв газов в картер, что уменьшает мощность двигателя, увеличивает дымность отработавших газов, увеличивает возможность коррозии поверхностей, контактирующих с выхлопными газами, ухудшает пусковые свойства двигателя. Верхнее компрессионное кольцо во время работы дизеля испытывает напряжение сжатия от давления отработавших газов, напряжение изгиба, вибрационные нагрузки и трение о втулку цилиндра и поршковую канавку.

Основную роль в обеспечении уплотнения играют рабочие поверхности кольца, контактирующие одновременно с цилиндровой втулкой и с нижней частью поршневой канавки. Здесь решающее значение для износостойкости имеет материал и технология нанесения покрытия на рабочую поверхность поршневого кольца, а также эпюра напряжения поршневого кольца в зоне его контакта. С повышением уровня форсирования ДВС прежние технологии нанесения износостойких покрытий на поршневые кольца пористым хромом в меньшей степени удовлетворяют возросшим требованиям к покрытиям в условиях более высоких температур и давлений.

Фундаментальной проблеме повышения эффективности работы двигателей внутреннего сгорания, а также других механизмов сельскохозяйственных машин посвящены научные труды многих учёных. Однако отсутствие комплексного подхода к разработке ресурсосберегающих технологий приводит к интенсивному износу деталей цилиндро-поршневой группы. Несмотря на большой объём выполненных исследований и проведённых экспериментальных работ, к настоящему времени проблема повышения износостойкости поршневых колец, а также связанная с ней повышение степени форсированности дизельных двигателей, остается весьма актуальной.

Для увеличения ресурса поршневых колец с гильзами цилиндров из чугуна СЧ- 25, хромистого чугуна и стали 38ХМЮА применяют различные покрытия. В настоящее время для повышения износостойкости узла «поршневое кольцо – втулка цилиндра» используются гальванические и плазменные покрытия, лазерную наплавку. Повышение износостойкости поршневых колец представляет собой комплексную задачу, где необходимо учесть множество конструктивных и режимных параметров. Поршневые кольца изготавливают из стали 65Г, стали 45 и чугуна. Форма, размеры и характер распределения графита, перлита и феррита в материале поршневых колец, изготовленных из серого низколегированного чугуна представлены на рис 1, 2, из высокопрочного – на рис. 3,4.

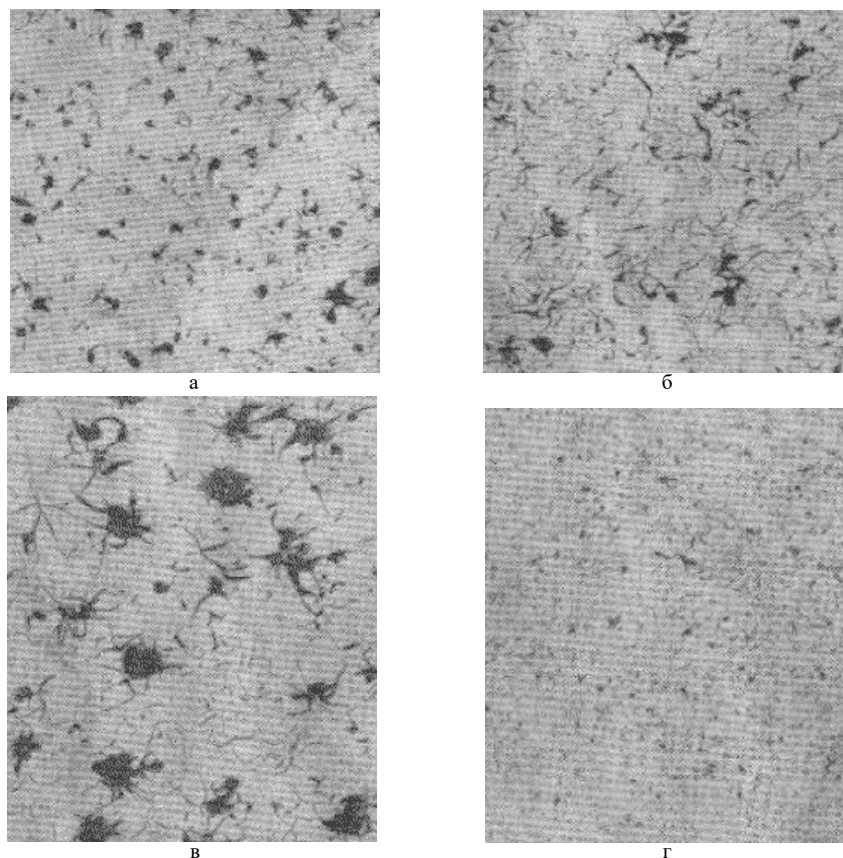


Рис. 1 –Характер распределения графита в структуре поршневого кольца,  $\times 100$   
а,б – удовлетворительное, в,г – не удовлетворительное

На износостойкость поршневых колец влияют следующие факторы:

- режим работы двигателя;
- вибрация компрессионных колец;
- конструкция кольца и поршневой канавки;
- материалы поршня, кольца и гильзы цилиндров;
- материал и технология нанесения покрытия на рабочие поверхности компрессионных колец.

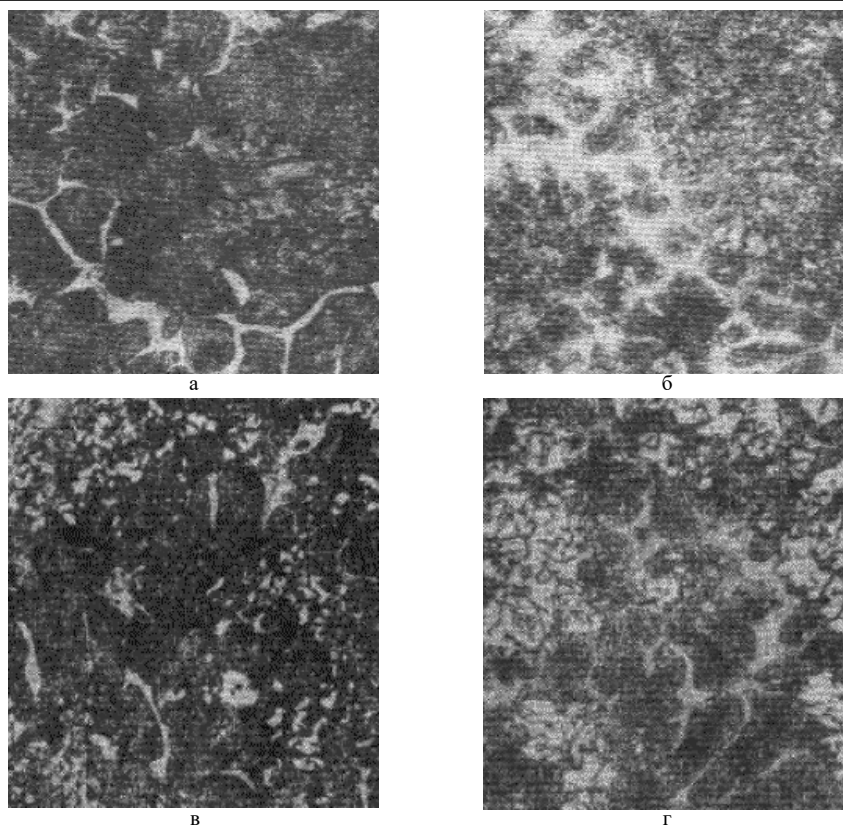


Рис. 2 – Характер распределения перлита и феррита в структуре поршневого кольца,  $\times 500$   
 а,б – удовлетворительное, в,г – не удовлетворительное

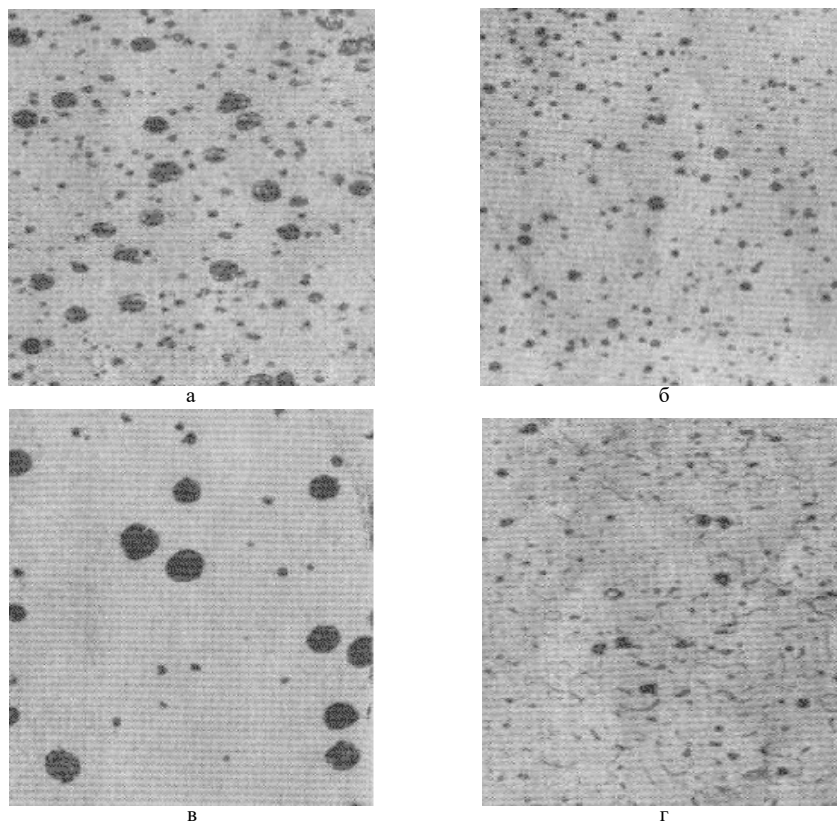


Рис. 3 – Характер распределения графита в структуре поршневого кольца,  $\times 100$   
 а,б – удовлетворительное, в,г – не удовлетворительное

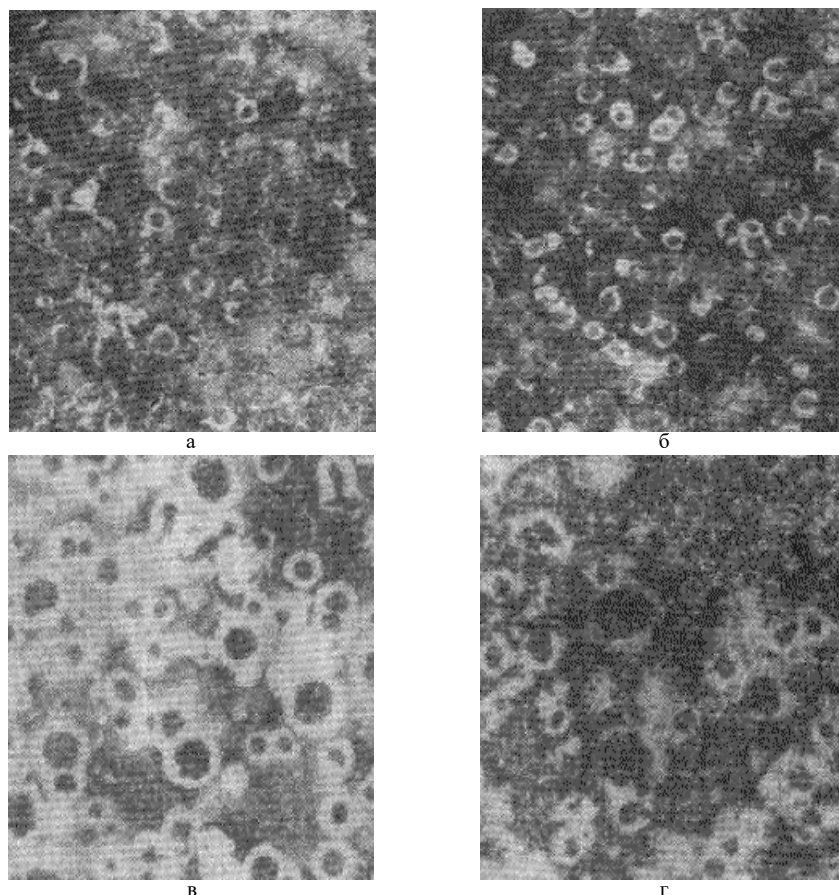


Рис. 4 – Характер распределения феррита в структуре поршневого кольца,  $\times 500$   
а,б – удовлетворительное, в,г – не удовлетворительное

В результате воздействия максимального давления сгорания газов деформируется кольцо, втулка и поршневая канавка, что в свою очередь меняет положение кольца в поршневой канавке. Эти изменения ведут к перераспределению эпюры контактных напряжений кольца, что может повлиять на его уплотняющее свойство. Анализ литературы показал, что в настоящее время отсутствует комплексный подход к решению таких разнородных задач как повышение износостойкости и долговечности узла трения. Для повышения износостойкости поршневых колец, а также для улучшений условий эксплуатации на поверхность наносят различные виды покрытий.

Одним из наиболее распространённых является способ [ 1 ], который включает преждевременное осаждения хрома и окончательное хромирование с механическим воздействием на катодную пленку за счет контакта обрабатываемой поверхности с хонинговальным брусом, который делает возвратно-поступательное движение при вращении обрабатываемого изделия с принудительной прокачкой электролита в межэлектродном зазоре, при этом перед предварительным осаждением хонинговальные бруски устанавливают с гарантированным зазором, равным 0,3-0,5 мм, а после нанесения покрытия толщиной 8-200 мкм на 6-15 мин делают паузу в подаче технологического тока без отключения на протяжении всего процесса.

При этом окончательное хромирование проводят с начальным плавным повышением плотности тока со скоростью 4-6 А/с до момента резкого изменения катодного потенциала, после чего ток повышают до рабочей величины. Способ используется для деталей, работающих в условиях интенсивных контактных силовых нагрузок.

Недостатком этого способа является его сложность в осуществлении технологического процесса, который не может быть использован для таких прецизионных деталей, как компрессионные поршневые кольца, со сложной профильной поверхностью. При



увеличении прочности сцепления поверхности хромированием лучшие показатели качества упрочнённого слоя достигаются предварительной его активацией. Один из способов повышения износостойкости покрытий с использованием активации поверхности игольчатой фрезой [2], используется как для предварительного, так и последующего процесса нанесения покрытий газотермическим напылением для уменьшения порообразования, и увеличения прочности сцепления нанесенного слоя с основой. При хромировании фасонных поверхностей невозможно проводить дополнительную обработку фрезой в процессе нанесения покрытия, которая бы обеспечила повышение его сцепления с основой.

Одним из наиболее прогрессивных, получивших широкое распространение в последнее время, является метод упрочнения изделий из высокопрочного чугуна высококонцентрированным источником энергии - плазменной обработкой [3], которую выполняют под разными углами 40-50°, плазменной струей  $I = 400\text{А}$ , при плотности плазменного потока 25-40 Дж / см<sup>2</sup>, и дистанции обработки  $h = 5\text{мм}$ , при размере зоны укреплёния - толщиной  $\delta = 2,5\text{мм}$  и шириной  $a = 10\text{мм}$ .

Использование этого метода упрочнения поверхности тонкостенных деталей из чугуна со сложным профилем поверхности будет приводить к потере их геометрической формы. Кроме того, такие параметры обработки испаряют рабочий слой и не могут обеспечить эффективную работу сопряжения. Разновидностью данного метода является вакуумно-плазменный [4], который можно использовать совместно с предварительным хромированием поверхности. Обработку проводят с использованием 3-5 или 3-10 плазменных импульсов длительностью до 10мкс при плотности энергии плазменного потока 25-40 Дж / см<sup>2</sup> и охлаждением поверхностного слоя толщиной 20-100мкм при скорости 106 ° С<sup>-1</sup>.

Недостатком способа упрочнения является невозможность его использования для тонкостенных деталей из чугуна, он также не обеспечивает формирование качественной поверхности упрочнения.

Наряду с традиционными, всё более широкое распространение получают способы повышения износостойкости с применением нанопокровов [5]. Рассматривают характеристики трения и микротвердости композитных ионно-плазменных покрытий нескольких составов, а именно TiN, TiAlN, MoN + Mo и MoCuN на примере работы поршневых колец тепловозных дизельных двигателей с оценкой их влияния на технико-экономические показатели. Была обоснована эффективность предложенной технологии упрочнения колец такими покрытиями, однако, в работе не использовали стабильно упрочняющие композиции, которые бы состояли из многослойного нанопокровов. Кроме того, эта технология не отражает поэтапного изменения химического состава покрытий при эксплуатации и не контролирует, влияние изменения скорости трения при испытаниях.

Другой способ упрочнения [6], предусматривает процессы формирования нитридных покрытий путем распыления систем на основе двух элементов Al+Ti и Ti+C методом вакуумно-дугового осаждения, с фиксацией их физико-механических свойств. Используемые материалы и способ упрочнения обеспечивают достаточный уровень свойств покрытий, незначительный износ и низкий коэффициент трения. Однако, как и в предыдущем случае не использовано преимущество многослойного покрытия и не установлено оптимальное соотношение содержания твердой составляющей в более мягкой при изменении параметров трения. Кроме того, технологический процесс не предусматривает использование таких покрытий для узконаправленного упрочнения поршневых колец, для которых требуются специфические эксплуатационные показатели.

Таким образом, из рассмотренного выше, можно сделать вывод, что разнообразие способов упрочнения поршневых колец, в полной мере не решает проблему повышенного износа деталей ЦПГ двигателей, и требуется разработка технологии, которая комплексно решит данную проблему.

### Литература

1. Наноструктурные покрытия / Под ред. А. Кавалейро. М.: Техносфера, 2011. 752 с.
2. Способ электролитического хромирования. Патент РФ № 2175032 от 20.10.2001
3. Спосіб напилювання газотермічного порошкового покриття, Патент України № 44694
4. Вакуумно-плазмовий спосіб зміцнення різального інструменту з вуглецевої сталі. Патент України № 57072
5. Соснин Н. А., Ермаков С. А., Тополянский П. А. Плазменные технологии: Руководство для инженеров. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 406 с.
6. Повышение надежности трибосопряжений. Погодаев Л. И., Кузьмин В. Н., Дудко П. П. СПб.: Академия транспорта РФ, 2001. 304 с.

### Summary

**Naumenko A.A.** Various machines pistons rings fitting methods analysis

*The article considers various methods of piston rings strengthening, the requirements imposed on them, material, operating conditions, heat treatment. The defects appearing in them and the factors influencing the failure are examined. As a result, the necessity of increasing the wear resistance of high-powered diesel engines is proved by determining the requirements for piston rings and developing a progressive process for applying wear-resistant coatings to piston compression rings, taking into account their vibrational and stress-strain state.*

**Keywords:** piston ring, hardening treatment, nano-coating operation, plasma spraying, friction

### References

1. Nanostrukturniye pokrytiya /pod red. A. Kavaleiro, M. Technosfera, 2011, 752 p.
2. Sposop electroliticheskogo khromirovaniya. Patent RF №2175032, 20.10.2001
3. Sposib napylyuvannya gazotermichnogo poroshkovogo pokryttia, Patent Ukrainy №44694
4. Vakuumno-plazmovyi sposib zmichennia rizalnogo instrumentu z vuglecevoyi stali Patent Ukrainy № 57072
5. Sosnin N.A., Yermakov S.A., Topolyanskiy P.A. Plazmenniyе technologies. Rukovodstvo inzhenerov. SPb. Izdatelstvo Politehnicheskogo universiteta, 2008, 406 p.
6. Povysheniye nadezhnosti tribosopriazheniy. Pogodayev L.I., Kuzmin V.N., Dudko P.P. SPb. Akademiya transporta RF, 2001, 304 p.

Ніконов О.Я.,  
Полосухіна Т.О.

Харківський національний  
автомобільно-дорожній  
університет,  
м. Харків, Україна,  
E-mail: nikonov.oj@gmail.com,  
tpolosukhina@gmail.com

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ СУЧАСНИХ  
СИСТЕМ СКАНУВАННЯ НАВКОЛИШНЬОГО  
ПРОСТОРУ БЕЗПІЛОТНИХ ТРАНСПОРТНИХ  
ЗАСОБІВ. ФУНКЦІОНАЛИ ЯКОСТІ

УДК 629.052:629.33

*Електронно-скануюча система безпілотного транспортного засобу є однією із складових частин керуючого пристрою, яка сканує навколишній простір безпілотного транспортного засобу і визначає елементи картографічних даних, через які проходить маршрут. Для попередження зіткнення транспортного засобу з динамічною перешкодою, яка переміщається в передній зоні транспортного засобу, за допомогою сигналів ультразвукових датчиків, лазерного далекоміра (лідара), радару і інформації системи технічного зору оцінюється швидкість пересування перешкоди і відстань до неї. За отриманими даними і відомою швидкістю руху транспортного засобу прогнозують точку знаходження транспортного засобу на траєкторії руху в момент перетину динамічною перешкодою траєкторії руху транспортного засобу. Цілодобовість і зниження впливу погодних умов на комплекс забезпечується поєднанням радіоелектронних датчиків електронно-скануючої системи, що працюють в сантиметровому, ближньому і в далекому інфрачервоному діапазонах спектру. Лідар і радар встановлюють спереду транспортного засобу, або на опорно-поворотному пристрої, яке закріплене на підйомно-щогловому пристосуванні, виконаному з можливістю обертання на 360 градусів в азимутальній площині, а також з можливістю переміщення по куту місця. Можливе розміщення підйомно-щоглового пристосування всередині безпілотного транспортного засобу. Внаслідок безперервної дії зовнішнього збурення вісь підйомно-щоглового пристосування безперервно відхиляється від вертикального положення. Якість процесу стабілізації оцінюється не тільки відхиленням підйомно-щоглового пристосування від вертикалі, але і кутовою швидкістю руху опорно-поворотних пристроїв. Вихідний сигнал з блоку керування обмежується і не дозволяє розвивати електронно-скануючій системі, яка встановлена на опорно-поворотному пристрої, надмірній швидкості. Розроблені функціонали якості дозволяють синтезувати енергоефективну систему сканування навколишнього простору безпілотних транспортних засобів.*

**Ключові слова:** електронно-скануюча система; сканування навколишнього простору; безпілотний транспортний засіб; лазерний далекомір; лідар; радар; опорно-поворотний пристрій; кутова швидкість; функціонал якості; енергоефективна система.

**Вступ.** Сучасні системи сканування навколишнього простору дозволяють створити тривимірну модель з високою точністю. На сьогоднішній день найбільш часто використовуються скануючі пристрої в космічних апаратах, літальних апаратах і на наземному транспорті [1-5]. У наземному транспорті використовуються системи контролю руху транспортних засобів, системи їх охорони і системи інформаційного обслуговування учасників дорожнього руху для організації безпечного дорожнього руху і оперативного попередження/запобігання або ліквідації нештатної ситуації в процесі керування транспортними засобами[6]. Додатково надається користувачеві необхідна в даний момент картографічна інформація для більш швидкого проходження маршруту.

Задача визначення статичних та динамічних перешкод, що виникають на шляху безпілотного транспортного засобу і можливість уникнути зіткнення з ними і внаслідок цього уникнути аварії є найважливішою задачею, що стоїть перед розробниками безпілотних транспортних засобів, тому створення засобів сканування навколишнього простору навколо безпілотного транспортного засобу є першочерговим завданням.

**Мета роботи.** Параметричний синтез енергоефективних систем сканування навколишнього простору безпілотних транспортних засобів на основі розроблених функціоналів якості і теорії факторного експерименту.

**Виклад основного матеріалу.** Електронно-скануюча система має зв'язок з такими пристроями, як транспортні портали, блоки з 3D картами місцевості і супутниковими навігаційними системами. Комп'ютер транспортного засобу поновлює картографічну інформацію, що зберігається в базі даних транспортного засобу. Інформація відноситься до маршруту слідування транспортного засобу (ТЗ) від початкової точки до місця призначення, яке зазначене користувачем [7]. Визначаються елементи картографічних даних, через які проходить маршрут, визначається наявність необхідності поновлення першого із зазначених елементів, оцінюється право доступу до оновлення, в залежності від оцінки оновлюється вказаний елемент картографічних даних. По мірі руху ТЗ послідовно повторюються етапи визначення необхідності оновлення, оцінки права доступу та оновлення для всіх елементів, включених в маршрут, що знаходяться на попередньо заданій відстані від поточного положення транспортного засобу на маршруті [7]. Для попередження зіткнення транспортного засобу з динамічною перешкодою, що переміщається в передній зоні ТЗ, за допомогою сигналів ультразвукових датчиків, лазерного далекоміра і інформації системи технічного зору оцінюється відстань до перешкоди, що переміщається і швидкість пересування перешкоди. За отриманими даними і відомої швидкості руху ТЗ прогнозують точку знаходження ТЗ на траєкторії руху в момент перетину динамічною перешкодою траєкторії руху ТЗ. У разі розташування прогнозованої точки знаходження ТЗ на траєкторії руху перешкоди розраховуються траєкторія і оптимальний маневр для запобігання зіткнення ТЗ з перешкодою. Блок керуючих сигналів передає сигнали на гальмівну систему ТЗ, систему керування двигуном і рульове управління, чим і досягається підвищення безпеки експлуатації ТЗ [8].

Для оцінки дорожньо-транспортної ситуації в зоні перед автомобілем набули поширення автоматизовані засоби щодо попередження водія, а також коригування руху автомобіля у випадках зміни параметрів руху рухомого попереду ТЗ. Такі засоби зазвичай засновані на використанні лазерних радарів (лідарів), за допомогою яких визначаються відстань до ТЗ, що рухається попереду і швидкість ТЗ, яке рухається попереду. Також зіставляється швидкість ТЗ, що рухається попереду із швидкістю ТЗ, що переслідуює [8]. Також потрібно розглядати попередження зіткнення ТЗ з перешкодою, що переміщається в передній зоні ТЗ в напрямку, що перетинає траєкторію руху ТЗ. Для цього вимірюється відстань до зазначеної перешкоди і її швидкість через певні проміжки часу з подальшою оцінкою ймовірності зіткнення перешкоди з ТЗ і проведенням заходів щодо виключення зіткнення [8]. Це реалізується за допомогою отриманих та оброблених сигналів ультразвукових датчиків, лазерного далекоміра і інформації системи технічного зору [8]. Оцінюється відстань до перешкоди, яка переміщається, її швидкість пересування і розміри перешкоди. За отриманими даними і відомою швидкістю руху ТЗ, а також з урахуванням сигналів датчиків, контролюючих бокові і задньобоківі зони ТЗ, прогнозується точка знаходження ТЗ на траєкторії руху в момент перетину динамічною перешкодою траєкторії руху ТЗ і в разі розташування прогнозованої точки знаходження ТЗ на траєкторії руху в прогнозованою точці перетину або її оточенні відбувається розрахунок траєкторії шляхом передачі інформації в блок вироблення керуючих сигналів, які потім передаються на виконавчі механізми ТЗ, що включають в себе гальмівну систему

ТЗ, систему керування двигуном і систему рульового управління. Виконується оптимальний маневр для запобігання зіткнення ТЗ з динамічною перешкодою і недопущення виникнення нових зіткнень ТЗ з перешкодами, що знаходяться або рухаються на сусідніх смугах руху[8]. На рис. 1 показана схема випромінювання декількох датчиків, встановлених на борту автомобіля, під час руху ТЗ. На ТЗ знаходяться ультразвукові датчики або система технічного зору(1), які контролюють появу динамічної перешкоди в передній зоні ТЗ і його поперечну швидкість переміщення, ультразвукові датчики або система технічного зору(2), які контролюють наявність транспортних засобів та інших перешкод в задньобоковій і задній зонах ТЗ, а також лазерний далекомір, що дозволяє з підвищеною точністю оцінювати відстань до перешкоди, що знаходиться в передній зоні ТЗ, і його швидкість переміщення[8].

За отриманими даними з датчиків, контролюючих передню зону ТЗ, і відомої швидкості руху транспортних засобів прогнозують точку знаходження ТЗ на траєкторії руху в момент перетину динамічною перешкодою траєкторії руху ТЗ [8].

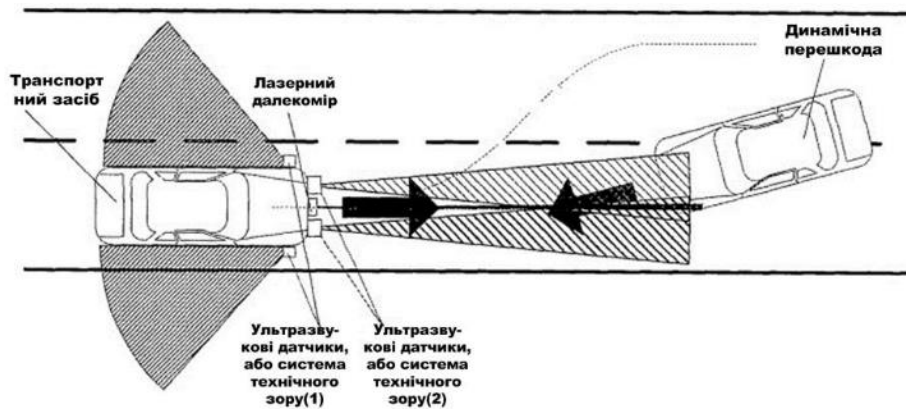


Рис. 1 – Схема випромінювання датчиків на борту автомобіля

У разі розташування прогнозованої точки знаходження ТЗ на траєкторії руху до або після точки перетину на відстані, що гарантовано виключає зіткнення ТЗ з динамічною перешкодою, ТЗ продовжує рух з тією ж швидкістю [8].

У разі розташування прогнозованої точки знаходження ТЗ на траєкторії руху в оточенні прогнозованої точки перетину, бортова інтелектуальна система(БІС) ТЗ вживає заходи щодо запобігання зіткнення ТЗ з динамічною перешкодою.

Сигнали ультразвукових датчиків або системи технічного зору(1), які контролюють появу перешкоди в передній зоні ТЗ, передаються в блок визначення дальності до перешкоди і швидкості зближення ТЗ з динамічною перешкодою. Якщо в результаті розрахунків виникає небезпека зіткнення, БІС визначає можливість ухилення від лобового зіткнення і розраховує оптимальну траєкторію відходу від зіткнення, при цьому БІС враховує швидкість руху ТЗ, швидкість зближення ТЗ і перешкоди, параметри перешкоди, наявність і поведінку інших перешкод в задньобоковій і задній зонах ТЗ завдяки сигналам ультразвукових датчиків або системи технічного зору(2), контролюючих задньобокову і задню зони ТЗ. Якщо ухилення можливо, то БІС проводить розрахунок траєкторії і виробляє керуючі сигнали, які подаються на виконавчі механізми ТЗ, такі як: гальмівна система ТЗ, система управління двигуном і система рульового управління. Сигнали ультразвукових датчиків або системи технічного зору(2), контролюючих задньобокову і задню зони ТЗ, можуть обмежити виконання маневру в тому випадку, якщо сусідня смуга руху зайнята, причому ці датчики контролюють наявність стороннього транспортного засобу, в тому числі і в «сліпій» зоні ТЗ[8].

Також електронно-скануюча система, яка містить лазерний дальномір (лідар) та радар, як показано на рис. 2, може бути встановлена на опорно-поворотному пристрої, який закріплений на підйомно-щогловому пристосуванні, що виконаний з можливістю обертання на 360 градусів в азимутальній площині, а також з можливістю переміщення по куту місця[9,10]. Опорно-поворотний пристрій виконано з можливістю обертання в азимутальній площині зі швидкістю до 120 градусів в секунду і переміщення по куту місця на  $\pm 60$  градусів зі швидкістю до 100 градусів в секунду[9,10]. Досягається підвищення швидкості виявлення і розпізнавання об'єктів.

Цілодобовість і відсутність впливу погодних умов на комплекс забезпечується поєднанням радіоелектронних датчиків електронно-скануючої системи, що працюють в сантиметровому (9 ГГц), ближньому (10 мікрон) та в дальньому (1,5 мікрон) інфрачервоному діапазонах спектру. Наземний транспортний комплекс виконаний з можливістю розміщення підйомно-щоглового пристосування всередині транспортного засобу. До складу наземного транспортного комплексу для виявлення і розпізнавання об'єктів включена система нічного водіння на основі неохолоджуваного тепловізора [9].

Апаратура, яка розміщена на опорно-поворотному пристрої, має можливість обертатися зі швидкостями до 65 градусів в двох площинах (азимутальній і угломестной) в межах допустимих кутів повороту, в результаті чого ось поля зору оптико-електронного модуля переміщається в просторі і має можливість займати положення, необхідне для виявлення та розпізнавання наземних мобільних та стаціонарних перешкод[10]. Опорно-поворотний пристрій забезпечує сканування апаратури, що розміщується на ньому в межах 360 градусів по азимуту і  $\pm 30$  градусів від горизонту по куту місця. Це досягається наявністю в опорно-поворотному пристрої двох приводів, що складаються з електродвигуна, пасової передачі, шківів і датчика кута[10], а також контролера, який обробляє команди керування, які надходять до нього з борової інформаційної системи. Лазерний далекомір визначає перешкоди на відстані до 250 м, для відстаней більш 250 м використовується радар.

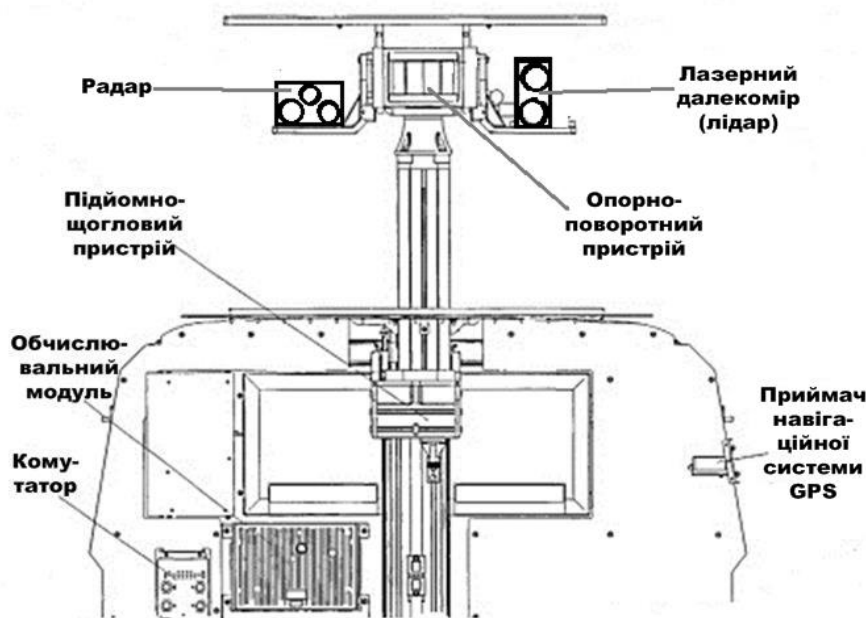


Рис. 2 – Електронно-скануюча система на опорно-поворотному пристрої

Розглянемо застосування методу факторного експерименту для задачі параметричного синтезу замкненої системи стабілізації електронно-скануючої системи, яка встановлена на опорно-поворотному пристрої, який закріплений на підйомно-щогловому

пристосуванні (рис. 2). Внаслідок безперервної дії зовнішнього збурення  $M_{зб}(t)$  вісь підйомно-щоглового пристосування безперервно відхиляється від вертикального положення. При русі ТЗ по перетиненій місцевості функція  $M_{зб}(t)$  є випадковою функцією. У цій ситуації випадковими функціями є також функції куту  $\varphi(t)$  та кутової швидкості  $\omega(t)$  опорно-поворотного пристрою. Отже, кількісно точність наведення та стабілізації електронно-скануючої системи, яка встановлена на опорно-поворотному пристрої відносно основного напрямку можливо оцінити наступним функціоналом

$$I_{\varphi} = M \left[ \int_0^T \varphi^2(t) dt \right] \quad (1)$$

де  $M$  – символ математичного очікування.

Якість процесу стабілізації оцінюється не тільки відхиленням підйомно-щоглового пристосування від вертикалі, але і кутовою швидкістю руху опорно-поворотного пристрою. Кількісною характеристикою цього руху може бути функціонал

$$I_{\omega} = M \left[ \int_0^T \omega^2(t) dt \right] \quad (2)$$

Ідеальним був би випадок, коли на рішеннях замкненої системи наведення і стабілізації досягали б мінімуму обидва функціонала (1) і (2). Але це неможливо і мінімуми функціоналів (1) і (2) відповідають різним значенням параметрів регулятора  $k_{\varphi}$  і  $k_{\omega}$ . Тому доцільно параметри  $k_{\varphi}$  і  $k_{\omega}$  вибирати за умови мінімуму адитивного функціоналу [11,12]

$$I = \beta_1^2 I_{\varphi} + \beta_2^2 I_{\omega} = M \left[ \int_0^T [\beta_1^2 \varphi^2(t) + \beta_2^2 \omega^2(t)] dt \right] \quad (3)$$

де  $\beta_1$  та  $\beta_2$  – вагові коефіцієнти, що підлягають вибору.

Вихідний сигнал з блоку керування обмежується і не дозволяє розвивати електронно-скануючої системі, яка встановлена на опорно-поворотному пристрої надмірної швидкості, доцільно електронно-скануючої системи використовувати функціонал (1) або його модифікації [13].

В загальному випадку функціонал, що оцінює якість стохастичної системи має вигляд

$$I = M \left[ \int_0^T f[e(t), x(t), y(t), t] dt \right] \quad (4)$$

де  $f$  – функція помилки, вхідного і вихідного сигналів, а також часу. Використовуючи різні комбінації змінних системи і часу, можна отримати різні оцінки якості.

Для зменшення вкладу значної початкової помилки і урахування помилки, що з'являється надалі, більш доцільно використовувати функціонал виду

$$I = M \left[ \int_{t_1}^T t |\Delta(t)| dt \right] \quad (5)$$

а при  $M_{зб}(t) = 0$  функціонал (5) трансформується у  $I = \int_{t_1}^T t |\Delta(t)| dt$ .

**Обговорення результатів.** Обираючи в якості варійованих параметрів коефіцієнти  $k_{\varphi}$  і  $k_{\omega}$ , а в якості параметрів оптимізації функціонал (5), за допомогою теорії факторного експерименту [14, 15] можна відшукати значення варійованих параметрів регуля-

тора, що надають мінімум функціоналу (5), для системи наведення і стабілізації електронно-скануючої системи, яка встановлена на опорно-поворотному пристрої, який закріплений на підйомно-щоголовому пристосуванні (рис. 2).

**Висновки.** За допомогою розробленого функціоналу якості і теорії факторного експерименту можливо створення системи наведення і стабілізації електронно-скануючої системи, що працює оптимальним чином. Дістало подальший розвиток використання концепції побудови єдиного інформаційного простору на основі об'єднання синергетичного підходу і методів штучного інтелекту для автоматизації керування рухом безпілотними багатоцільовими транспортними засобами, що дозволяє підвищити ефективність взаємодії цих машин.

Використання інформаційно-комунікаційної технології інтелектуального керування наземними безпілотними багатоцільовими транспортними засобами на основі сучасних систем сканування навколишнього простору дозволяє підвищити пропускну спроможність доріг за рахунок звуження ширини дорожніх смуг, зменшити кількість транспортних засобів за рахунок кар-шарінгу, а також підвищити рівень захисту транспортних засобів за рахунок використання інтелектуальних електронних ключів доступу, моніторингу сигналу інтегрованого передавача транспортного засобу та систем супутникового мобільного зв'язку. Використання цієї технології для транспортних засобів спеціального призначення дозволить перевезення вантажів в небезпечних зонах, під час природних і техногенних катастроф або військових дій.

#### Література:

1. Пат. 2462732 Российская Федерация, МПК G 01 S 1/70, B 64 G 1/36, G 05 D 1/00. Сканирующий лазерный маяк космических аппаратов / Старовойтов Е. И.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Ракетно-космическая корпорация "Энергия" имени С. П. Королева". — 2011106638/28; заявл. 22.02.2011; опубл. 27.09.2012.
2. Пат. 2462731 Российская Федерация, МПК G 01 S 1/70, B 64 G 1/36, G 05 D 1/00. Сканирующий лазерный маяк космических аппаратов / Старовойтов Е. И.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Ракетно-космическая корпорация "Энергия" имени С. П. Королева". — 2011106637/28; заявл. 22.02.2011; опубл. 27.09.2012.
3. Пат. 2527196 Российская Федерация, МПК G 08 B 3/00, G 01 S 13/00, G 05 D 1/00. Датчик препятствия /варианты / Староверов Н. Е.; заявитель и патентообладатель Староверов Н. Е. — 2012125856/08; заявл. 20.06.2012; опубл. 27.08.2014.
4. Пат. 2479851 Российская Федерация, МПК G 01 S 13/08. Устройство определения дальности / Часовской А. А.; заявитель и патентообладатель Часовской А. А. — 2012101957/07; заявл. 20.01.2012; опубл. 20.04.2013.
5. Yasser Hassebo. Active Remote Sensing: Lidar SNR Improvements [Electronic resource] / Yasser Hassebo // Remote Sensing – Advanced Techniques and Platforms; edited by Dr. Boris Escalante-Ramirez. — Rijeka: University Campus STeP Ri, 2012. — P. 313—340. — Available from: <http://www.intechopen.com/books/remote-sensing-advanced-techniques-and-platforms/active-remote-sensing-lidar-snr-improvements>. — Screen title.
6. Пат. 2324980 Российская Федерация, МПК G 08 B 25/08, G 08 G 1/123, B 60 R 25/00. Информационно-управляющая система контроля над участниками дорожного движения и предупреждения возникновения чрезвычайных ситуаций при дорожном движении / Котов И. Л., Турубаров В. И.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество "Издательско-полиграфический центр "ДОПТ-РАНСПЕЧАТЬ". — 2006136253/11; заявл. 16.10.2006; опубл. 20.05.2008.



7. Пат. 2563104 Российская Федерация, МПК G 06 F 13/14 G 01 C 21/26. Доставка, обработка и обновление новой картографической информации / ШАНДЕР Марк, ДИМЕО Дэвид М., СКАЛФ Марк; заявитель и патентообладатель Форд Глобал Технолоджис, ЛЛК (US). — 2011139472/08; заявл. 28.09.2011; опубл. 20.09.2015.
8. Пат. 2526144 Российская Федерация, МПК В 60 W 30/08, В 60 W 30/09, В 60 W 30/095. Способ предупреждения столкновения транспортного средства с динамическим препятствием / Палагута К. А., Алексеев А. А., Шубникова И.С.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный индустриальный университет". — 2012126039/11; заявл. 25.06.2012; опубл. 20.08.2014.
9. Пат. 2530185 Российская Федерация, МПК В 60 R 1/00, G 08 G 1/017, G 01 S 17/66. Наземный транспортный комплекс для обнаружения и распознавания объектов / Хохлов И. Е., Бурка С. В., Ефимов А. В., Дьяков А. И., Олейников С. А.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Горизонт». — 2013132242/11; заявл. 11.07.2013; опубл. 10.10.2014.
10. Пат. 2352480 Российская Федерация, МПК В 60 R 1/00, G 08 G 1/017. Наземный транспортный комплекс для обнаружения и распознавания объектов / Хохлов И. Е., Хохлов Д. И., Семеновых О. Б., Зотов Ю. М.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Горизонт", Общество с ограниченной ответственностью Научно-производственная компания «ФаворитЪ». — 2007128315/11; заявл. 24.07.2007; опубл. 20.04.2009, Бюл. №11.
11. Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем / [Александров Є. Є., Александрова Т. Є., Ніконов О. Я. та ін.]; за ред. Є. Є. Александрова. – Харків: НТУ «ХПІ», 2003. – 137 с.
12. Александрова І. Є. Розвиток систем наведення і стабілізації основного озброєння вітчизняних танків / Александрова І. Є. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – 192 с.
13. Ніконов О. Я. Побудова нелінійної математичної моделі електрогідравлічних слідуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / О. Я. Ніконов, В.Ю.Улько // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 9. – С. 108-113.
14. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
15. Александров Є.Є. Структурно-параметричний синтез системи автоматичного керування гальмами автомобіля / Є.Є. Александров, О.Я. Ніконов, О.Є. Скворчевський // Енергетика та ресурсозбереження. – №6. – 2009. – С. 30-39.

## Summary

**O. Nikonov, T. Polosukhina** Parametric synthesis of modern systems for scanning the surrounding space of unmanned vehicles. quality functions

*One of the main components of autonomous vehicle is a scanner system, which scans the surrounding space and detects the elements of mapping information located around the vehicle. To prevent vehicle collision with dynamic obstacles that are moving around the frontal part of the vehicle, the ultrasound, Light Detection and Ranging (LIDAR), radar sensors and computer vision systems estimate the distance and speed of the obstacle. With these data available and the known speed of the vehicle the point of intersection of trajectories can be predicted. A mix of radio sensors working within a centimeter radius, close proximity and long infrared*

range allows the system to function at any time of the day and under various weather conditions. The LIDAR and radar are installed in front of the vehicle or on a rotating base, which is installed on the mast, which provides 360-degree rotation in the azimuthal (horizontal) plane and the ability to change the angle to the horizontal plane. The mast can also be installed inside the vehicle. Due to constant external forces the mast deviates from the vertical position. The quality of the stabilization process is measured by the angle of deviation and the angular speed of the mast. The output signal obtained from the control system is limited and does not allow the scanning system to develop the excessive speed. The developed quality functions make it possible to synthesize the energy efficient scanning system for autonomous vehicles.

**Keywords.** the electron-scanning system; scanning of the surrounding space; the unmanned vehicle; the laser rangefinder; the lidar; the radar; the support-rotary device; the angular velocity, the quality functional, the energy-efficient system

### References

1. Pat. 2462732 Rossijskaja Federacija, MPK G 01 S 1/70, B 64 G 1/36, G 05 D 1/00. Skanirujushhij lazernyj majak kosmicheskikh apparatov / Starovojtov E. I.; zajavitel' i patentoobladatel' Otkrytoe akcionernoe obshhestvo "Raketno-kosmicheskaja korporacija "Jenergija" imeni S. P. Koroleva". — 2011106638/28; zajavl. 22.02.2011; opubl. 27.09.2012.
2. Pat. 2462731 Rossijskaja Federacija, MPK G 01 S 1/70, B 64 G 1/36, G 05 D 1/00. Skanirujushhij lazernyj majak kosmicheskikh apparatov / Starovojtov E. I.; zajavitel' i patentoobladatel' Otkrytoe akcionernoe obshhestvo "Raketno-kosmicheskaja korporacija "Jenergija" imeni S. P. Koroleva". — 2011106637/28; zajavl. 22.02.2011; opubl. 27.09.2012.
3. Pat. 2527196 Rossijskaja Federacija, MPK G 08 B 3/00, G 01 S 13/00, G 05 D 1/00. Datchik prepjatstvija /varianty / Staroverov N. E.; zajavitel' i patentoobladatel' Staroverov N. E. — 2012125856/08; zajavl. 20.06.2012; opubl. 27.08.2014.
4. Pat. 2479851 Rossijskaja Federacija, MPK G 01 S 13/08. Ustrojstvo opredelenija dal'nosti / Chasovskoj A. A.; zajavitel' i patentoobladatel' Chasovskoj A. A. — 2012101957/07; zajavl. 20.01.2012; opubl. 20.04.2013.
5. Yasser Hassebo. Active Remote Sensing: Lidar SNR Improvements [Electronic resource] / Yasser Hassebo // Remote Sensing – Advanced Techniques and Platforms; edited by Dr. Boris Escalante-Ramirez. — Rijeka: University Campus STeP Ri, 2012. — P. 313—340. — Available from: <http://www.intechopen.com/books/remote-sensing-advanced-techniques-and-platforms/active-remote-sensing-lidar-snr-improvements>. — Screen title.
6. Pat. 2324980 Rossijskaja Federacija, MPK G 08 B 25/08, G 08 G 1/123, B 60 R 25/00. Informacionno-upravljajushhaja sistema kontrolja nad uchastnikami dorozhnogo dvizhenija i preduprezhdenija vozniknovenija vozniknovenija chrezvychajnyh situacij pri dorozhnom dvizhenii / Kotov I. L., Turubarov V. I.; zajavitel' i patentoobladatel' Zakrytoe akcionernoe obshhestvo "Izdatel'sko-poligraficheskij centr "DORTRANSPEChAT"". — 2006136253/11; zajavl. 16.10.2006; opubl. 20.05.2008.
7. Pat. 2563104 Rossijskaja Federacija, MPK G 06 F 13/14 G 01 C 21/26. Dostavka, obrabotka i obnovlenie novoj kartograficheskoy informacii / ShANDER Mark, DIMEO Djevid M., SKALF Mark; zajavitel' i patentoobladatel' Ford Global Tehnologzhis, LLK (US) — 2011139472/08; zajavl. 28.09.2011; opubl. 20.09.2015.
8. Pat. 2526144 Rossijskaja Federacija, MPK B 60 W 30/08, B 60 W 30/09, B 60 W 30/095. Sposob preduprezhdenija stolknovenija transportnogo sredstva s dinamicheskim prepjatstviem / Palaguta K. A., Alekseev A. A., Shubnikova I.S.; zajavitel' i patentoobladatel'

- Federal'noe gosudarstvennoe bjudzhetnoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego professional'nogo obrazovanija "Moskovskij gosudarstvennyj industrial'nyj universitet". — 2012126039/11; zajavl. 25.06.2012; opubl. 20.08.2014.
9. Pat. 2530185 Rossijskaja Federacija, MPK B 60 R 1/00, G 08 G 1/017, G 01 S 17/66. Nazemnyj transportnyj kompleks dlja obnaruženija i raspoznavanija ob#ektov / Hohlov I. E., Burka S. V., Efimov A. V., D'jakov A. I., Olejnikov S. A.; zajavitel' i patentoobladatel' Otkrytoe akcionernoe obshhestvo "Gorizont". — 2013132242/11; zajavl. 11.07.2013; opubl. 10.10.2014.
  10. Pat. 2352480 Rossijskaja Federacija, MPK B 60 R 1/00, G 08 G 1/017. Nazemnyj transportnyj kompleks dlja obnaruženija i raspoznavanija ob#ektov / Hohlov I. E., Hohlov D. I., Semenovih O. B., Zotov Ju. M.; zajavitel' i patentoobladatel' Otkrytoe akcionernoe obshhestvo "Gorizont", Obshhestvo s ogranichennoj otvetstvennost'ju Nauchno-proizvodstvennaja kompanija «Favorit». — 2007128315/11; zajavl. 24.07.2007; opubl. 20.04.2009, Bjul. №11.
  11. Avtomatizovane proektuvannja tankovih avtomatichnih sistem / [Aleksandrov E. E., Aleksandrova T. E., Nikonov O. Ya. ta in.]; za red. E. E. Aleksandrova. — Harkiv: NTU «HPI», 2003. — 137 s.
  12. Aleksandrova I. E. Rozvitok sistem navedennja i stabilizacii osnovnogo ozbroennja vitchiznjanih tankiv / Aleksandrova I. E. — Harkiv: NTU «HPI», 2006. — 192 s.
  13. Nikonov O. Ya. Pobudova nelinejnoi matematichnoi modeli elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv bagatocil'ovih transportnih zasobiv / O. Ya. Nikonov, V. Yu. Ul'ko // Vestnik NTU «HPI». Sbornik nauchnyh trudov. Tematicheskij vypusk: Novye reshenija v sovremennyh tehnologijah. — Har'kov: NTU «HPI», 2011. — № 9. — S. 108-113.
  14. Adler Yu. P. Planirovanie jeksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij / Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskij Yu. V. — M.: Nauka, 1976. — 280 s.
  15. Aleksandrov E. E. Strukturno-parametrichnij sintez sistemi avtomatichnogo keruvannja gal'mami avtomobilja / E. E. Aleksandrov, O. Ya. Nikonov, O. E. Skvorchevskij // Energetika ta resursozberezhennja. — №6. — 2009. — S. 30-39.

Войтов В.А.<sup>1</sup>,  
Музильов Д.О.<sup>1</sup>,  
Бережна Н.Г.<sup>1</sup>,  
Щербакова В.В.<sup>2</sup>,

<sup>1</sup>Харківський національний  
технічний університет  
сільського господарства  
імені П.Василенка,  
м. Харків, Україна  
E-mail: bereg\_nat@ukr.com

<sup>2</sup>Куп'янський автотранспортний коледж,  
м. Куп'янськ, Харк.обл., Україна  
E-mail: mamavika76@i.ua

**ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ  
ФУНКЦІОНУВАННЯ ТРАНСПОРТНО-  
ЛОГІСТИЧНОГО КОМПЛЕКСУ ПІД ЧАС  
ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ З  
УРАХУВАННЯМ ПОКАЗНИКА НАДІЙНОСТІ**

УДК 656.073.7

*Доведено можливість підвищення економічної ефективності транспортно-логістичного обслуговування сільськогосподарської галузі. Запропоновано методику визначення показника надійності, що забезпечує узгоджену роботу усіх учасників транспортно-логістичного комплексу. Порівняно загальні питомі витрати логістичного ланцюга в залежності від кількісного і технічного складу транспортного підприємства.*

**Ключові слова:** логістика, ефективність, надійність, цукровий буряк, продуктивність, логістична система, транспортно-логістичне обслуговування, транспортно-логістичний комплекс, цукровий завод.

**Актуальність проблеми.** Економічна ефективність – один з найважливіших показників функціонування будь-якої логістичної системи. Логістика – це наука, яка направлена на зменшення витрат у всіх сферах функціонування, починаючи від виробництва і закінчуючи наданням послуг. В агропромисловому комплексі принципам логістичного управління з кожним часом надається все більшого значення. Враховуючи сезонні особливості діяльності сільськогосподарських виробників, великі, але тимчасові обсяги перевезень вантажів, специфіку і технологію роботи збирального і рухомого складу – логістика має велике значення в плануванні, організації, управлінні і контролі виробництва в аграрному секторі.

Ефективність, якість і надійність є ключовими поняттями при управлінні доставкою товарів. Між ними існує тісний зв'язок: якість є частиною системи оцінки ефективності, а надійність частиною системи оцінки якості.

**Аналіз публікацій, що присвячені даній проблемі.** Авторами роботи [1] проведено аналіз критеріїв ефективності функціонування логістичних систем та їх елементів з зазначенням недоліків. Визначено сфери застосування показників ефективності та запропоновано їх класифікацію за різними ознаками, але ці дослідження стосуються доставки де є можливість вибору способу перевезення, логістичного посередника, зміни строків доставки і т.д.

За результатами теоретичного дослідження авторів [2] оцінка ефективності функціонування логістичної системи може бути проведена на різних рівнях: стратегічному, тактичному і функціональному. Але при використанні декількох критеріїв, наприклад, одночасне використання економічних і технологічних показників ефективності пропонувані заходів, як правило, не вдається знайти рішення, що було б найкращим одночасно по всіх цільових показниках. У цьому випадку ефективність заходу можна оцінювати за так званим компромісним рішенням, при якому мінімізуються відхилення від бажаних, оптимальних значень по всім обраним показникам [3].

В роботі [4] розглянуті аспекти підвищення ефективності доставки вантажів у міжміському сполученні за рахунок оптимізації технологічних параметрів виробничо-

транспортного комплексу. Автори зазначають, що мінімальні сумарні витрати всіх учасників процесу просування матеріалопотоку можуть бути забезпеченні за рахунок чіткої взаємодії усіх елементів логістичної системи. При чому існує ряд обмежень, обумовлених технічними, технологічними, інфраструктурними та фінансовими параметрами.

Світовий досвід свідчить про можливість істотного підвищення ефективності сільськогосподарських перевезень за рахунок використання змінних кузовів і накопичувачів у транспортно-технологічних процесах як адаптивних транспортних систем (АТС). З тією метою автор роботи [5] пропонує залучити розроблену у Фінляндії систему «мультиліфт». Її застосування забезпечить високу ефективність використання рухомого складу (автомобілі основну частину робочого часу проводитимуть в русі), збільшення коефіцієнта вантажопідйомності автомобілів, скорочення витрат пального, але потребує великого розміру разових капіталовкладень.

Застосування логістичного підходу сприяє вирішенню одного з головних завдань конкурентного потенціалу сільськогосподарських підприємств – зниженню сукупних витрат у розрахунку на одиницю кінцевого продукту [6].

У праці відомих американських дослідників у сфері логістики Бауерсокса Д. та Клосса Д. [7] вимірювання ефективності логістичної системи орієнтується на визначенні двох груп логістичних показників: внутрішніх та зовнішніх. Внутрішні показники поділяють на такі категорії: витрати, обслуговування споживачів, продуктивність, управління активами, якість. Ці показники мають відобразити ефективність здійснення основних логістичних операцій внутрішніх процесів. Потребу у зовнішніх показниках вбачають у виявленні та реалізації очікувань споживачів, як основного орієнтиру логістичної системи. Ці дослідження направлені на управління матеріальними і інформаційними потоками, запропонованими, щоб забезпечити максимально можливе задоволення потреб споживачів з мінімальними загальними витратами.

Не достатній рівень технічного забезпечення і, як наслідок, необхідність використання послуг посередників (оренда транспортних, збиральних і навантажувальних засобів, площ для зберігання сільськогосподарської продукції), не урахування світового досвіду в сфері агрологістики, призводить до постійного збільшення транспортних складових в собівартості продукції і зниження конкурентоспроможності продукції [8].

Від безперебійної та ритмічної роботи транспорту залежить загальна затратність діяльності [9-10]. На транспортуванні вантажів та вантажно-розвантажувальних роботах у сільськогосподарських підприємствах, доставці продукції рослинництва і тваринництва на переробку і на продаж, обслуговуванні підприємств переробної промисловості використовується близько 40% нафтопродуктів із загальної їх кількості. Кожний четвертий працівник залучається до виконання транспортних робіт. Витрати на перевезення вантажів і виконання вантажно-розвантажувальних робіт становлять 18–22% від загального розміру витрат на виробництво і реалізацію сільськогосподарської продукції. З підвищенням рівня інтенсивності сільського господарства питома вага транспортних витрат зростатиме. Тому зменшення транспортних витрат виступає значним резервом зниження собівартості сільськогосподарської продукції [11].

Оцінка ефективності завжди суб'єктивна і залежить від того, в чийх інтересах і з точки зору якого учасника доставки вона проводиться. Надійність це об'єктивна характеристика, що оцінюється ймовірністю безвідмовної роботи. У загальному сенсі надійність є ймовірність відсутності відмов на здійснення доставки вантажу.

На думку закордонних спеціалістів, важливою перевагою логістичного управління є підвищення рівня транспортного обслуговування, якого досягають не тільки і не скільки завдяки роботі транспортних підрозділів, стільки завдяки злагодженому виконанню комплексу робіт з постачання, збуту та перевезення продукції [12].

Завдання транспортного обслуговування АПК – своєчасне, якісне та повне задоволення потреб товаровиробників у перевезеннях при одночасному підвищенні його економічної ефективності. Крім того, надійне транспортне забезпечення визначає і рівень конкурентоспроможності транспортних формувань [13].

Надійність автомобілю, як головного учасника транспортного обслуговування ланок агрологістичної системи досліджувалось в роботах авторів [14-15]. Але в них автомобіль розглядається як окремий технічний елемент системи, надійність роботи якого залежить від його техніко-експлуатаційних характеристик.

За думкою авторів роботи [16] вплив транспорту на ефективність сільськогосподарських підприємств проявляється як через рівень витрат так і через надійність повного і своєчасного задоволення потреби в перевезеннях.

**Мета дослідження.** Довести можливість підвищення економічної ефективності функціонування транспортно-логістичного комплексу під час збирання цукрового буряку з підтриманням показника надійності на зазначеному задовільному рівні, що забезпечує безперебійну роботу усіх учасників логістичного ланцюга.

**Методичний підхід в проведенні досліджень.** Ефективність процесу доставки оцінюється натуральними і економічними, локальними і комплексними критеріями. До натуральних критеріїв можна віднести: обсяг доставки, час доставки, пробіг рухомого складу і час його роботи, потреба в транспортних засобах і т.д. До економічних (вартісних) критеріїв можна віднести: витрати на перевезення (доставку), дохід і прибуток транспортної компанії, розмір ціни (тариф) на перевезення (доставку) і т.д. Локальні (приватні) критерії ефективності застосовують якщо варіанти доставки, які порівнюються, відрізняються по одному окремо взятому показнику.

Як локальний критерій ефективності часто використовують технологічні параметри транспортного процесу:

- 1) час простою транспортних засобів і вантажно-розвантажувальних механізмів;
- 2) час доставки вантажів;
- 3) інтервал прибуття транспортних засобів до пунктів навантаження-розвантаження;
- 4) довжина холостих пробігів;
- 5) коефіцієнт використання вантажопідйомності.

Комплексні (узагальнені) показники ефективності застосовують тоді, коли проводяться заходи, які призводять до одночасної зміни кількох характеристик транспортного процесу.

Як комплексний критерій ефективності використовуються наступні показники:

- 1) продуктивність рухомого складу;
- 2) собівартість перевезень (витрати на перевезення);
- 3) прибуток;
- 4) дохід;
- 5) рентабельність перевезень;
- 6) трудомісткість транспортного процесу.

Незважаючи на різноманітність критеріїв оцінки транспортних послуг в основі багатьох з них лежить принцип порівняння витрат і одержуваного корисного результату. Цьому принципу відповідають такі питомі показники як: собівартість, рентабельність, трудомісткість перевезень.

З погляду на перераховані показники оцінки існування транспортно-логістичної системи можна зазначити основні вимоги по підвищенню ефективності функціонування транспортно-логістичного комплексу під час збирання врожаю цукрового буряку - це зменшення питомих витрат усіх учасників системи з підтриманням заданого рівня надійності процесів, що виконуються.

На ефективність і надійність транспортного обслуговування агропромислового комплексу впливають ритмічність і узгодженість в роботі збиральної, навантажувально-розвантажувальної техніки, автомобілів і пунктів прийому вантажу [17-19]. Особливістю управління логістичними процесами під час збирання цукрового буряку є обмеженість в часі, погодні умови, короткий термін зберігання коренеплодів, велика, а іноді занадто багата кількість автомобілів, що задіяні в процесі доставки буряків на цукровий завод і головне – задоволення необхідної продуктивності перероблювального пункту [20].

Виходячи з наведених міркувань ефективність функціонування логістичних ланок транспортного обслуговування, які забезпечують доставку вантажу від виробника до місць зберігання чи переробки, повинна оцінюватися за трьома складовими: обсяг перевезень за встановлений період часу; надійність перевезень і витрати, які потрібні задоволення провізних і перероблювальних спроможностей кожної ланки системи із заданим рівнем надійності

З розвитком інформаційних технологій і доведеної ефективності використання спеціалізованих програмних продуктів в логістичних процесах управління, застосуємо розроблену і описану в роботах [21-22] програму математичного моделювання для визначення питомих витрат кожного учасника транспортно-логістичного комплексу і їх надійності.

Якщо допустити, що всі затримки і відновлення робочого стану в логістичних ланках в кінцевому рахунку зводяться до грошового еквіваленту, то при врахуванні всіх подібних витрат можна виділити загальну питому вартість підтримки логістичних ланок системи в працездатному стані.

**Результати досліджень.** Результати роботи програми наведені в табл. 1-2. Для розрахунків приймалися наступні параметри і обмеження:

- відстань до цукрового заводу складає 36 км;
- прогнозуємо, що врожайність на полі складатиме 60 т/га;
- середня швидкість руху комбайну 5 км/год;
- необхідна розрахункова перероблювальна спроможність заводу 2584,42 т/добу.

Для транспортування коренеплодів обиралися вантажні автомобілі: самоскиди КамАЗ-55102 та DAF 95XF. Це найбільш розповсюджені орендовані транспортні засоби, що використовуються в сільськогосподарській галузі для доставки цукрового буряку на завод. Перевагами автомобілів КамАЗ є: вантажопідйомність 7т і причепу 7т (нарощування бортів дозволяє завантажувати автомобіль до 16 т); здатність вивантаження з трьох сторін; висока прохідність. Особливостями автомобілю DAF 95XF – є велика вантажопідйомність до 30 т і економічність.

Кількість транспортних засобів розраховується за умови задоволення цільової функції (1). Продуктивність транспортного підприємства повинна бути рівнозначна попиту на перевезення цукрових буряків, який являє собою необхідний добовий обсяг переробки коренеплодів на заводі (перероблювальну спроможність цукрового заводу) [23]:

$$W_3 = W_{ТП}, \quad (1)$$

де  $W_3$  – добова перероблювальна спроможність цукрового заводу з урахуванням показника надійності роботи пункту розвантаження транспортних засобів, т/добу;  $W_{ТП}$  – добова продуктивність транспортного підприємства, при доставці цукрових буряків на завод в період збирання врожаю, т/добу.

**Результати моделювання технологічного процесу доставки цукрового буряку на завод**

№	Назва показника і одиниці виміру	Значення показника для $TЗ_{q_H} = 16 \text{ т}$	Значення показника для $TЗ_{q_H} = 30 \text{ т}$
1	Перероблювальна спроможність цукрового заводу, т/добу	2584,42	
2	Кількість пунктів прийому, од.	4	
3	Продуктивність сільськогосподарського підприємства, т/добу	3012,23	
4	Кількість комбайнів, од.	4	
5	Продуктивність складу, т/добу	2611,06	
6	Кількість навантажувачів (підбирачів), од.	1	
7	Продуктивність логістичного центру, т/добу	2828,31	
8	Кількість робочих місць в логістичному центрі, од.	2	
9	Продуктивність транспортного підприємства, т/добу	2663,54	2598,18
10	Кількість ТЗ, од.	37	23
11	Значення коефіцієнту $K_1$ , що характеризує «запас стійкості», розраховується за роботою [22]: <div style="text-align: right; padding-right: 20px;"> для с/г підприємства  для складу  для логістичного центру  для транспортного підприємства </div>	1,03	1,01
12	Значення $K_2$ , що характеризує «чутливість» логістичної системи, розраховується за роботою [22]: <div style="text-align: right; padding-right: 20px;"> для с/г підприємства  для складу  для логістичного центру  для транспортного підприємства </div>	0,97	0,99
13	Постійна часу $T_1$ , год., що характеризує інерційність учасника логістичної системи, розраховується за роботою [22]: <div style="text-align: right; padding-right: 20px;"> для с/г підприємства  для складу  для логістичного центру  для транспортного підприємства </div>	15,35	15,27
14	Постійна часу $T_2$ , год., що характеризує затримки в виконанні обслуговування учасника логістичної системи, розраховується за роботою [22]: <div style="text-align: right; padding-right: 20px;"> для с/г підприємства  для складу  для логістичного центру  для транспортного підприємства </div>	2,58	4,23
15	Значення показника надійності і-го учасника логістичної системи, $K_i$ , розраховується за роботою [22]: <div style="text-align: right; padding-right: 20px;"> для с/г підприємства  для складу  для логістичного центру  для транспортного підприємства </div>	0,86	0,78
16	Значення показника надійності транспортно-логістичного комплексу, $K_{TB}$ , розраховується за роботою [22].	0,83	0,81



Визначення ефективності логістичних ланок і логістичної системи в цілому, в запропонованих варіантах доставки цукрового буряку на перероблювальний завод, з розрахованим рівнем надійності надано в таблиці 2.

Таблиця 2

**Результати розрахунків питомих витрат при проведенні моделювання  
технологічного процесу доставки цукрового буряку**

№ п/п	Назва показника і одиниці виміру	Значення показника для ТЗ $q_H = 16$ т	Значення показника для ТЗ $q_H = 30$ т
1	Питомі витрати і-го учасника логістичної системи, $B_i$ , грн./т, розраховується за роботою [23]:  <div align="right">для с/г підприємства                    31,33                         для складу                                    2,63                         для логістичного центру                    2,37                         для транспортного підприємства                    39,73</div>		26,14
2	Сумарні питомі витрати логістичної системи, $B$ , грн./т, розраховується за роботою [23].	76,06	62,48

Можна зробити висновок, що максимальні питомі витрати притаманні транспортному підприємству і сільськогосподарському підприємству з виробництва цукрових буряків. Мінімальні витрати притаманні логістичному центру і складу. Це пояснюється кількістю одиниць техніки, ресурсів, що використовуються, і обсягів заробітної плати. При цьому необхідно зазначити, що значення показника надійності не робить значного впливу на питомі витрати, за винятком підприємства з доставки цукрового буряку на завод.

**Висновки:**

1. Проведено аналіз і можливість забезпечення економічної ефективності транспортно-логістичного обслуговування аграрної галузі, зокрема з виробництва цукрового буряку.
2. Запропоновано метод визначення економічної ефективності функціонування транспортно-логістичного комплексу, що складається: з сільськогосподарського підприємства, тимчасового складу, логістичного центру, транспортного підприємства і цукрового заводу із забезпеченням заданого рівня надійності логістичного обслуговування усіх учасників.
3. Порівняно вплив кількісного і технічного показника транспортного підприємства на загальні питомі витрати логістичної системи.

**Література:**

1. Нагорний Є.В., Шраменко Н.Ю. Аналіз критеріїв ефективності функціонування логістичних систем при доставці вантажів // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Випуск №28. Луцьк, 2010. С. 353-357.
2. Рославцев Д. М., Черкасова Г. В. Критерії ефективності в проектах модернізації логістичних систем // Вісник КПІ №2, 2011. – С. 85-89.
3. Горяїнов О.М., Рославцев Д.М. Автотранспорт в логістичних системах і ланцюгах. // Монографія. – Харків: НТМТ, 2009. – 344 с.

4. Нагорний Є.В., Шуліка О.О. Підвищення ефективності доставки вантажів у міжміському сполученні // Наук. журнал Харк. нац. техніч. ун-ту сільського господарства ім. Петра Василенка «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – Вип. 6. – Х.: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2016. – С. 63-68.
5. Керничний Б. Я. Інноваційні шляхи підвищення ефективності використання автомобільного важковагового транспорту (на прикладі організації сезонних перевезень сільськогосподарських вантажів) // Збірник наукових праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна «Проблеми економіки транспорту». Вип. 11. 2016. – С. 31-36.
6. Вишневецька О.М., Двойнісюк Т.В., Шигида С.В. Особливості логістичних систем сільськогосподарських підприємств // Глобальні та національні проблеми економіки. Вип. 7. 2015. – С. 106-109.
7. Бауэрсекс Доналд Дж., Клосс Дейвид Дж. Логистика: интегрированная цепь поставок. // 2-е изд. [Пер. с англ. Н. Н. Барышниковой, Б. С. Пинскера]. — М.: ЗАО «Олимп—Бизнес», 2008. – 640 с.
8. Корнієцький О.В. Проблеми формування оптимальних регіональних логістичних систем підприємств АПК // Культура народів Причорномор'я. № 177. 2010. – С. 15-19.
9. Музылев Д., Карнаух Н., Бережная Н., Кутья О. Критерий выбора рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 17, Issue 7. 2015 – P. 67-73.
10. Музылев Д.А., Кравцов А.Г., Бережная Н.Г., Усков О.И. Порядок формирования комбинаций исходных данных для определения размеров уборочно-транспортного комплекса // Вестник ХНТУСХ. Вып. №160, т. 1. 2015. — С. 273-279.
11. Ніколайчук В.Є. Транспортно-складська логістика. / Учебное пособие. 2-е изд. М.: Дашков и К, 2007. 452 с.
12. Кальченко А. Г., Кривещенко В. В. Логістика // Навч. посібник. 2-ге вид. К. : КНЕУ, 2008. – 472 с.
13. Рогач С.М., Гуцул Т.А., Ткачук В.А. та ін. Економіка і підприємництво, менеджмент // Навч. посібник. К.: ЦП «Компринт», 2015. – 714 с.
14. Аулін В. В., Голуб Д. В. Нормативно-правове забезпечення надійності функціонування транспортних систем в Україні. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. 2016. № 2(77). С. 28-35.
15. Аулін В.В., Голуб Д.В. Надійність функціонування транспортної системи як чинник підвищення ефективності економіки країни. // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»: збірник наукових праць. Вінниця: ВНТУ, 2015. – 249 с.
16. Музылев Д. А., Бережная Н.Г. Определение рациональной структуры уборочно-транспортного комплекса. // Научное обозрение. № 24. 2015. — С. 461-469.
17. Музылев Д.А., Кравцов А.Г., Карнаух Н.В., Бережная Н.Г., Кутья О.В. Разработка методики выбора условий взаимодействия зерноуборочного и транспортного комплексов. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Vol 2, №3 (80).2016. — С. 11-21.
18. Бережна Н.Г. Узгодженість в роботі транспортно-логістичного комплексу в сільськогосподарській галузі // Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, спеціалістів, аспірантів «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика»: Зб. тез доповідей. Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. – С.89-90.
19. Войтов В.А., Музыльов Д.О., Бережна Н.Г. Розробка підходу, щодо узгодженості роботи суб'єктів транспортно-логістичного комплексу при доставці цукрового буряку // НТУ, 2017 – С. 13-25.

20. Бережна Н.Г. Доцільності застосування диспетчерського централізованого управління в виробництві цукрового буряку // Збірник тез доповідей X Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Підвищення надійності машин і обладнання». Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 13-14.
21. Бережна Н.Г. Математична модель імовірнісного моделювання процесів транспортного обслуговування збирання цукрового буряку // Наук. журнал Харк. нац. техніч. ун-ту сільського господарства ім. Петра Василенка «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». Х.: ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Вип. 16. 2016. – С. 34–44.
22. Бережна Н. Г. Моделювання динамічних процесів в логістичних системах вантажоперевезень // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Вип. 7. 2017. — С. 64–76.
23. Vojtov V. A., Muzylyov D. A., Berezchnaja N. G. Integrated approach in calculation of the economic effect of the functioning of the transport and logistic complex with the account of the risk factor. // International academy journal Web of Scholar. 3(21), Vol.1, March 2018. С. 12-18.

### Summary

**Vojtov V.A., Muzylyov D.A., Berezchnaja N.G., Shcherbakova V.V.** Economic efficiency of the complex of transport and logistics during harvesting of sugar beet with taking into account reliability index

*Possibilities of increase in economic efficiency of transport and logistic service of agricultural industry proved in article. That's why is offered a technique of definition of an indicator of reliability what ensures the coordinated work of all participants of complex of transport and logistics. The general relative expenses of agricultural supply chain depending on quantitative and technical equipment of transport enterprise made comparison.*

**Keywords:** logistics, efficiency, reliability, sugar beet, productivity, logistics system, transport-logistic service, transport-logistics complex, sugar factory.

### References

1. Nagornij Ye.V., Shramenko N.Yu. Analiz kriteriyiv efektyvnosti funkcionuvannya logistichnih sistem pri dostavci vantazhiv // Mizhvuzivskij zbirnik "NAUKOVI NOTATKI". Vipusk №28. Luck, 2010. S. 353-357.
2. Roslavcev D. M., Cherkasova G. V. Kriteriyi efektyvnosti v proektah modernizaciyi logistichnih sistem // Visnik KPI №2, 2011. – S. 85-89.
3. Goryayinov O.M., Roslavcev D.M. Avtotransport v logistichnih sistemah i lancyugah. // Monografiya. – Harkiv: NTMT, 2009. – 344 s.
4. Nagornij Ye.V., Shulika O.O. Pidvishennya efektyvnosti dostavki vantazhiv u mizhmiskomu spoluchenni // Nauk. zhurnal Hark. nac. tehnic. un-tu silskogo gospodarstva im. Petra Vasilenka «Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv». – Vip. 6. – H.: HNTUSG im. Petra Vasilenka, 2016. – S. 63-68.
5. Kernichnij B. Ya. Innovacijni shlyahi pidvishennya efektyvnosti vikoristannya avtomobilnogo vazhkovagovogo transportu (na prikladi oranizaciyi sezonnih perevezen silskogospodarskih vantazhiv) // Zbirnik naukovih prac Dnipropetrovskogo nacionalnogo universitetu zaliznichnogo transportu imeni akademika V. Lazaryana «Problemi ekonomiki transportu». Vip. 11. 2016. – S. 31-36.
6. Vishnevskaya O.M., Dvojnisyuk T.V., Shigida S.V. Osoblivosti logistichnih sistem silskogospodarskih pidpriyemstv // Globalni ta nacionalni problemi ekonomiki. Vip. 7. 2015. – S. 106-109.
7. Bauersoks Donald Dzh., Kloss Dejvid Dzh. Logistika: integrirovannaya cep postavok. // 2-e izd. [Per. s angl. N. N. Baryshnikovoj, B. S. Pinskeraj]. — M.: ZAO «Olimp—Biznes», 2008. – 640 s.

8. Korniyechij O.V. Problemi formuvannya optimalnih regionalnih logistichnih sistem pidpriyemstv APK // *Kultura narodov Prichernomorya*. № 177. 2010. – S. 15-19.
9. Muzylev D., Karnauh N., Berezhnaya N., Kutya O. Kriterij vybora racionalnoj tehnologii dostavki selskohozyajstvennyh Грузов // *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture*. Vol. 17, Issue 7. 2015 – P. 67-73.
10. Muzylev D.A., Kravcov A.G., Berezhnaya N.G., Uskov O.I. Poryadok formirovaniya kombinacij ishodnyh dannyh dlya opredeleniya razmerov uborochno-transportnogo kompleksa // *Vestnik HNTUSH*. Vyp. №160, t. 1. 2015. — S. 273-279.
11. Nikolajchuk V.Ye. Transportno-skladskaja logistika. / *Uchebnoe posobie*. 2-e izd. M.: Dashkov i K, 2007. 452 s.
12. Kalchenko A. G., Kriveshenko V. V. Logistika // *Navch. posibnik*. 2-ge vid. K.: KNEU, 2008. – 472 s.
13. Rogach S.M., Gucul T.A., Tkachuk V.A. ta in. Ekonomika i pidpriyemnictvo, menedzhment // *Navch. posibnik*. K.: CP «Komprint», 2015. – 714 s.
14. Aulin V. V., Golub D. V. Normativno-pravove zabezpechennya nadijnosti funkcionuvannya transportnih sistem v Ukraini. // *Visnik Zhitomirskogo derzhavnogo tehnologichnogo universitetu*. Seriya: Tehnichni nauki. 2016. № 2(77). S. 28-35.
15. Aulin V.V., Golub D.V. Nadijnist funkcionuvannya transportnoyi sistemi yak chinnik pidvishennya efektyvnosti ekonomiki krayini. // *Materiali VIII mizhnarodnoyi naukovo-praktichnoyi konferenciyi «Suchasni tehnologiyi ta perspektivi rozvitku avtomobilnogo transportu»*: zbirnik naukovih prac. Vinnicya: VNTU, 2015. – 249 s.
16. Muzylev D. A., Berezhnaya N.G. Opredelenie racionalnoj struktury uborochno-transportnogo kompleksa. // *Nauchnoe obozrenie*. № 24. 2015. — S. 461-469.
17. Muzylev D.A., Kravcov A.G., Karnauh N.V., Berezhnaya N.G., Kutya O.V. Razrabotka metodiki vybora uslovij vzaimodejstviya zemouborochnogo i transportnogo kompleksov. // *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*. Vol 2, №3 (80).2016. — S. 11-21.
18. Berezhna N.G. Uzgodzhenist v roboti transportno-logistichnogo kompleksu v silskogospodarskij galuzi // *Vseukrayinska naukovo-praktichna konferenciya molodih uchenih, specialistiv, aspirantiv «Problemi energoresursozberezhennya v promislovomu regioni. Nauka i praktika»*: Zb. tez dopovidej. Mariupol: DVNZ «PDTU», 2017. – S.89-90.
19. Vojtov V.A., Muzilov D.O., Berezhna N.G. Rozrobka pidhodu, shodo uzgodzhenosti roboti sub'yektiv transportno-logistichnogo kompleksu pri dostavci cukrovogo buryaku // *NTU*, 2017 – S. 13-25.
20. Berezhna N.G. Docilnosti zastosuvannya dispatcher'skogo centralizovanogo upravlinnya v virobniectvi cukrovogo buryaku // *Zbirnik tez dopovidej H Vseukrayinskoyi naukovo-praktichnoyi konferenciyi studentiv, aspirantiv ta molodih naukovciv «Pidvishennya nadijnosti mashin i obladnannya»*. Kirovograd: KNTU, 2016. – S. 13-14.
21. Berezhna N.G. Matematichna model imovirnisnogo modelyuvannya procesiv transportnogo obslugovuvannya zbirannya cukrovogo buryaku // *Nauk. zhurnal Hark. nac. tehnic. un-tu silskogo gospodarstva im. Petra Vasilenka «Tehnicnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv»*. H.: HNTUSG im. Petra Vasilenka. Vip. 16. 2016. – S. 34–44.
22. Berezhna N. G. Modelyuvannya dinamichnih procesiv v logistichnih sistemah vanta-zhoperevezen // *Tehnicnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv*. Vip. 7. 2017. — S. 64–76.
23. Vojtov V. A., Muzylyov D. A., Berezhnaja N. G. Integrated approach in calculation of the economic effect of the functioning of the transport and logistic complex with the account of the risk factor. // *International academy journal Web of Scholar*. 3(21), Vol.1, March 2018. S. 12-18.

Холодова О.О.,

Северин О.О.,

Шуліка О.О.

Харківський національний

автомобільно-дорожній

університет,

м. Харків, Україна

E-mail: olgakholodova2807@ukr.net,

saa.severin@ukr.net,

s\_olga\_h@ukr.net

АНАЛІЗ МЕТОДИК ВИЗНАЧЕННЯ  
ДОПУСТИМОЇ ПІШОХІДНОЇ ДИСТАНЦІЇ ПРИ  
ОБСЛУГОВУВАННІ ОБ'ЄКТАМИ  
ПАРКУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ

УДК 711.4-16, 112

*В статті визначені основні фактори, які впливають на розміщення та кількість об'єктів паркування в центральних ділових частинах великих і крупних міст, серед яких у якості найбільш вагомого виділена середня величина дистанції від місця стоянки користувачів паркування до дверей їх пункту призначення. Наведені результати аналізу методик визначення середньої величини пішохідної дистанції при прийнятті рішення потенційним користувачем скористатися пропонованим об'єктом паркування.*

**Ключові слова:** автомобіль, об'єкт паркування, пішохідна дистанція, радіус обслуговування, привабливість, користувач.

**Вступ.** Зростання ділової активності та автомобілізації населення призводить до перевантаження вулично-дорожньої мережі великих і крупних міст, особливо їх центральних частин, внаслідок зростання кількості паркувань легкових автомобілів безпосередньо біля об'єктів мети поїздки користувачів легкових автомобілів (торгові точки, офіси банків, компаній та ін.). Якщо при транспортному плануванні міст місця розміщення об'єктів паркування (ОП) не будуть «привабливими» для їх користувачів, то їх будівництво не буде економічно вигідним, а власники автомобілів будуть розмішувати транспортні засоби хаотично на проїзній частині. Це безперечно призведе до ускладнення дорожнього руху (заторів) і збільшення часу проїзду.

Особливу увагу викликає питання розміщення об'єктів паркування в центральних ділових частинах міста (ЦДЧ). Складність обумовлена тим, що переважна більшість міст України забудовувалася в період, коли рівень автомобілізації був значно менший сучасного, тому проблем, пов'язаних з розміщенням об'єктів паркування автомобілів не існувало.

Кардинальне вирішення проблеми ефективного забезпечення користувачів місцями паркування передбачає створення не окремі ОП, а цілісних систем паркування легкових автомобілів, так званих «систем місць паркування». Переважна більшість науковців пропонують вирішувати проблему паркування за рахунок зміни інфраструктури міста: виділення місць під наземні стоянки, створення так званих «перехоплюючих паркувань», формування систем внутрішніх і «перехоплюючих паркінгів» і т. ін. [1,2]. Однак розміщення ОП та їх кількість залежить від багатьох факторів, таких як наявність можливих місць в інфраструктурі населеного пункту, юридичні, адміністративні, фінансові обмеження, кількість об'єктів відвідування користувачами та потенційних користувачів, доступність та зручність користування цими об'єктами та ін. У дослідженні [3] для визначення раціонального місця для паркування враховується центр транспортного тяжіння, який залежить від місця дислокації об'єктів відвідування користувачами, кількості бажаючих скористатися ОП, пішохідної дистанції та часу підходу користувачів до об'єктів мети поїздки, а також вартості (тарифів) паркування. Серед названих мотивів для користувачів найбільш привабливим є загальний час підходу, який залежить від та інтенсивності руху пішоходів. У якості пішохідної дистанції приймається відстань від місця стоянки автомобіля до дверей пункту призначення власника

автомобіля, тобто величина радіуса обслуговування об'єктами паркування автомобілів, і вимірюється з врахуванням розташування дозволених пішохідних переходів [4].

Таким чином, актуальною проблемою раціональної організації дорожнього руху є раціональне розміщення об'єктів паркування, для чого важливим питанням є встановлення максимально допустимої середньої величини пішохідної дистанції в ЦДЧ міста. Це сприятиме можливості врахування впливу на прийняття рішення потенційним користувачем скористатися пропонованим об'єктом паркування і дозволить отримати економічне підґрунтя розміщенню таких об'єктів.

**Мета дослідження.** Метою роботи є аналіз методик визначення середньої величини пішохідної дистанції при прийнятті рішення потенційним користувачем скористатися пропонованим об'єктом паркування в центральних ділових частинах великих і великих міст.

**Результати дослідження.** У джерелах науково-технічної інформації науковцями достатньо багато уваги приділено питанню раціонального розміщення об'єктів паркування легкових автомобілів, в тому числі й в центральних ділових частинах міста [1-13]. Але серед невирішених проблем, пов'язаних з розташуванням таких об'єктів, є встановлення прийнятної для користувачів середньої величини радіуса обслуговування (пішохідної дистанції).

Згідно нормативних документів, що призначені для формування інфраструктури населених пунктів, в тому числі й вулично-дорожньої мережі ЦДЧ міст, розроблені наступні рекомендації встановлення величини пішохідної дистанції. Так, в документі [6] рекомендовано встановлювати довжину пішохідних потоків до відкритих автостоянок і гаражів тимчасового та короткотривалого зберігання від центрів тяжіння диференційовано. За умовами розміщення та за призначенням відповідних об'єктів не повинна перевищувати: 150 м від пасажирських приміщень вокзалів, залізничних платформ, входів в метро, закладів торгівлі та загального харчування при короткотривалому терміні зберігання автомобілів; 300 м від інших закладів культурно-побутового обслуговування населення та адміністративних будівель; 600 м від входів в парки загальноміського значення, лісопарки, крупні виставкові комплекси, стадіони, криті спортивні зали, при стоянці автомобілів біля об'єктів відпочинку, спорту та розваг. Але ці значення не залежать від прийнятого принципу розміщення об'єктів паркування.

У нормативному документі [7] розміри пішохідних підходів скореговані та становлять 150 м, 250 м і 400 м у порівнянні з вказаними в документі [6] відстанями від стоянок для тимчасового зберігання легкових автомобілів без надання способу обґрунтування вказаних величин.

Нормативним документом [8] довжина пішохідного підходу до гаражів і автостоянок постійного зберігання легкових автомобілів від місця проживання володаря встановлюється в межах до 800 м, а в умовах реконструкції – 1000 м. Віддаленість автостоянок, призначених для тимчасового зберігання від входів у житлові будинки не повинна перевищувати 150 м. У цьому документі також відсутній спосіб обґрунтування зазначених величин.

Нормативним документом [9] при плануванні забудов рекомендована відстань від в'їздів (виїздів) стоянок до елементів вулично-дорожньої мережі (перетинання, зупинка міського пасажирського транспорту тощо). Документ не надає інформації про можливості таких стоянок стосовно максимально допустимих радіусів обслуговування користувачів.

У цілому зазначені нормативні документи, що регламентують формування інфраструктури населених пунктів в цілому і вулично-дорожньої мережі в тому числі, не спрямовані на розв'язання проблем паркування у ЦДЧ міста, оскільки визначають

пішохідну дистанцію лише для об'єктів постійного паркування автомобілів. Тобто, питання залучення користувачів, в тому числі за рахунок створення привабливих умов для користування пропонуваними об'єктами паркування, не даватиме гарантії, що водії відмовляться від спроб хаотичного паркування автомобілів біля тротуарів вулиць.

Загальним недоліком нормативних документів є відсутність пояснень щодо способу визначення величин рекомендованих показників, які покладені в основу значень відстаней пішохідної дистанції, а також наявність розбіжностей в них.

Заремба А. К. [10] пропонує використовувати паркінги «перехоплення», які більш віддалені від центрів тяжіння, але дешевші в будівництві та обслуговуванні, що дає наступні додаткові чинники до вибору місця розташування: більша кількість потенційних користувачів у кожному районі, радіус від паркінгу до найвіддаленішої точки його передбачуваної зони обслуговування (рекомендовано брати в межах 500...600 м), вплив транспортних потоків і мережа міського транспорту. Однак спосіб визначення зазначених розмірів межі в роботі не надається.

Голубничий В. А. в роботі [11] надав обґрунтування радіусу обслуговування об'єктами стаціонарного паркування легкових індивідуальних автомобілів в умовах житлової забудови першої черги масового будівництва, призначення яких не спрямоване на зменшення кількості хаотичного паркування на вулично-дорожній мережі в ЦДЧ міста. Встановлено, що ємність об'єктів паркування має вплив на величину радіусу обслуговування: із збільшенням ємності збільшується величина радіусу. Також надана залежність між ємністю  $N_n$  та значенням середнього радіусу обслуговування. Для самовільно встановлених гаражів-боксів така залежність описується експоненціальною функцією з високим рівнем достовірності

$$\bar{R} = 30,61e^{0,444N_n}. \quad (1)$$

Але для встановлених гаражів за дозволом в роботі не визначена функція, що входить до аналітичного пакету програми Excel. В дослідженні також зазначено, що значна частина автомобілів розміщуються на відстані до 100 метрів від місця помешкання, проте частка людей, що користується наведеним значенням радіуса обслуговування зі збільшення ємності зменшується. Середні значення радіусу обслуговування для комплексів гаражів-боксів становлять від 47 м до 198 м, однак їх рекомендується використовувати тільки при проектуванні системи об'єктів стаціонарного паркування автомобілів.

У дослідженні Ігнат'єва Ю.В. [12] розкритий ряд проблем з організації в великих містах системи парковок і стоянок автомобілів. Показана необхідність диференціації параметрів парковок різного типу по зонах міста з урахуванням різних факторів і деякі закономірності між основними показниками парковок. Серед зведених техніко-економічних показників різних типів парковок автомобілів автор наводить також значення радіусу обслуговування ОП, які коливаються в межах від 100 м до 3000 м (без значень для стоянок в житловій забудові). Також пропонується залежність місткості парковки  $M_a$  від радіусу обслуговування парковки  $R$ .

$$M_a = 100 + 0,2 \cdot R. \quad (2)$$

У даному дослідженні акцентується увага на формуванні ОП, призначення яких не лише «розвантажувальне» для ЦДЧ, про які йде мова. При цьому методика визначення величини радіусу не надається. Автор також зазначає, що отримані техніко-економічні показники і залежність можна використовувати лише в попередніх розрахунках при проектуванні і будівництві системи парковок.

Шештокас В.В. у роботі [13] зазначає, що місця стоянок автомобілів не повинні виходити за межі «зручної» пішохідної дистанції в 300 м.

Автор роботи [3] рекомендує визначати максимальний радіус обслуговування користувачів ОП в залежності від величини ємності паркінгу  $N_n$  та коефіцієнту зміни максимального радіусу  $k_{зм}$ , значення якого становить 20 м/авт., що корегується при зміні ємності паркінгу з врахуванням максимально «зручної» пішохідної дистанції

$$R = k_{зм} \sqrt{N_n} . \quad (3)$$

Дана рекомендація ґрунтується на привабливості для користувача – чим більша вартість паркування, тим менше часу він має витратити на пересування від паркінгу до мети переміщення. Але детальний аналіз даної залежності показує, що радіус обслуговування не може залежати тільки від «привабливості» та ємності паркінгу, оскільки сам коефіцієнт носить емпіричний характер, а вплив ємності паркінгу на середню величину радіусу не повністю розкритий. Тому необхідні подальші дослідження в цьому напрямку.

Р. Christiansen та інші автори [14] наводять інформацію про відстань, що проходить користувач від ОП до місця призначення поїздки, яка за розмірами менше, ніж відстань підходу до зупинки міського транспорту (за даними дослідження Knoeflacher). Тому власники паркінгів переконують користувачів відмовлятися від використання міського транспорту, оскільки комфортніше використовувати ОП. Він переконує, що розміщення ОП треба здійснювати так, щоб інтервал між ними за величиною відстані був максимально наближений до самих близьких зупинок на маршрутах міського транспорту. Причому, автори аналізують можливі заходи, які б привели до транспортного розвантаження вулично-дорожньої мережі в ЦДЧ, за рахунок виведення об'єктів, що відносяться до мети поїздки водіїв. Автори також пропонують зменшувати використання автомобілів при робочих поїздках за рахунок обмеження доступу до стоянок, грошових зборів, збільшення пішохідної досяжності та ін., тобто, застосовувати штучні перепони.

Автори довідника [4] надали ґрунтовну інформацію стосовно вирішення проблеми розміщення місць паркування та способам встановлення величини пішохідної дистанції. Так, Дж. Оппенлендер серед характеристик руху транспортних потоків, значну увагу надав параметрам автомобільних стоянок для центральної ділової частини міст, показавши необхідність цієї інформації при організації паркування автомобілів і проектування ОП. Серед основних вимог до розміщення ОП виділяється середня величина піших пересувань користувачів, яка пов'язана з розмірами міста, топографією місцевості, типом стоянки, метою поїздки, платою за стоянку і приналежністю стоянки. Так, середня відстань, пройденої водієм пішки від стоянки до місця мети поїздки пов'язана з розміром міста наступним чином. Якщо кількість жителів району міста змінюється від 10 тис. чол. до 1000 тис.чол., то середня відстань (залежно від мети поїздки), наприклад, на роботу, збільшується з 82 м до 198 м, а за покупками – від 60 м до 170 м. Також спостерігається збільшення відстані залежно від типу стоянки, наприклад, відкритої поза вуличної – від 64 м до 232 м. Аналогічно середня відстань збільшується в залежності від тривалості паркування: до 1 год. становить від 67 м до 158 м, а більше 5 год. – від 101 м до 277 м. Тобто, із збільшенням чисельності населення значення радіуса обслуговування ОП може змінюватися в широких межах і встановлювати його величину для конкретного міста необхідно з використанням натурних досліджень (наприклад, методика Дж. М. Ханнікатта).

Герберт С. Левінсон, надаючи характеристику дорожнього руху в ЦДЧ міст встановив, що величина пішохідної дистанції змінюється залежно від розміру міста і відбиває характер розташування зупинок громадського транспорту і автомобільних стоянок відносно великих магазинів та установ. Вона змінюється залежно від розміру міста, відбиває характер розташування зупинок громадського транспорту та автомобільних стоянок відносно великих магазинів і установ. Так, на прикладі міст середнього розміру,



середня величина пішохідної дистанції складає близько 150 м, а для власників 80% автомобілів ця відстань складає до 370 м. У якості способу визначення величини пішохідної дистанції використовувались натурні дослідження.

Дональд Є. Клевленд при дослідженні гостроти проблеми, пов'язаної з автомобільними стоянками в заданому районі міста, рекомендує встановлювати межу дослідження не тільки самого джерела виникнення проблеми стоянок (ділова частина, парк промислових автомобілів та ін.), а й навколишній район, з охопленням «розумної відстані» в межах 90...450 м від стоянки, тобто радіуса обслуговування ОП. В роботі не наведено пояснення порядку встановлення величину такої відстані.

**Висновки.** Аналіз джерел інформації, спрямованих на вирішення проблеми покращення організації дорожнього руху в центральних ділових частинах міста за рахунок організації системи парковок з «привабливим» значенням пішохідної дистанції для потенційних користувачів, показав наступне.

1. Нормативні документи, які регламентують формування інфраструктури населених пунктів (у тому числі й вулично-дорожньої мережі), не вирішують проблему паркування легкових автомобілів в ЦДЧ міст, а лише рекомендують величину пішохідної дистанції користувачів об'єктами постійного паркування автомобілів при проектуванні нових житлових районів. При цьому не вказується спосіб визначення величин рекомендованих показників, що покладені в основу значень відстані пішохідної дистанції, а також наявність розбіжностей в них.

2. Наукові розробки вітчизняних авторів спрямовані в основному на обґрунтування способів встановлення пішохідної дистанції користувачів об'єктів стаціонарних паркувань різного виду, розміщених по всій території населеного пункту, а зарубіжні – в першу чергу в ЦДЧ міст.

3. Середня величина пішохідної дистанції, як найбільш вагомої причини для вибору конкретного об'єкта паркування потенційним користувачем, повинна бути меншою за середню відстань підходу до зупинки міського транспорту.

Таким чином, проведений аналіз наукових розробок показав відсутність єдиного підходу до встановлення максимально допустимої середньої величини пішохідної дистанції в ЦДЧ міста для потенційного користувача, який би прийняв рішення скористатися пропонованим об'єктом паркування. Отже, необхідно створити загальну методику визначення «привабливої» пішохідної дистанції для користувачів об'єктів паркувань.

### Література:

1. Холодова О.О. Формування систем паркінгів в центральних ділових частинах великих та найбільших місць: автореф. дис. ...канд. тех. наук: 05.22.01 / Холодова Ольга Олександрівна; ХНАДУ. - Х., 2013. - 24 с.
2. Дульфан С.Б. Закономірності впливу «перехоплюючих» парковок на формування транспортних потоків (на прикладі м. Харків): автореф. дис. ...канд. тех. наук: 05.22.01 / Дульфан Сергій Борисович; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. - Х., 2016. – 2 с.
3. Холодова О.О. Щодо визначення радіусу зон обслуговування паркінгів Автомобіль и Электроника. Современные технологии: электрон. научн. специализир. изд. – ХНАДУ, 2015. – Вып. 8. – С. 90-94. Режим доступа: <http://www.khadi.kharkov.ua/nauka/naukovo-doslidna-chastina/naukovi-vidannja/avtomobil-elektronika-suchasni-tehnologii/arkhiv-nomeriv.html>.
4. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения: Справочник. Пер. с англ. / В.У Рэнкин, П. Клафи, С. Халберт, Дж. К. Оппенлендер, Г.С Левинсон и др. – М: Транспорт, 1981. – 592 с.
5. Лобашов О.О. Моделювання впливу мережі паркування на транспортні потоки в містах: монографія/ О.О. Лобашов// Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2010. – 170 с.

6. Пособие по размещению автостоянок, гаражей и предприятий технического обслуживания легковых автомобилей в городах и других населенных пунктах (к СНиП 11-60-75\*). – М.: Стройиздат, 1984. – 75 с.
7. СНиП 2.07.01-89\* Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений. – М.: Стройиздат, 1989.
8. Містобудування. Довідник проектувальника (ДНБ 360.92) / за ред. Т.Ф Панченко. – К.: Укрархбудінформ. 2001. – 192 с.
9. Споруди транспорту. Автостоянки і гаражі для легкових автомобілів: ДБН В.2.3-15:2007. [Чинний від 2007.08.01]. Національний Стандарт України – К.: Мінбуд України, 2007. – 36 с.
10. Заремба А.К. Каким быть «дому для автомобиля?» Решение проблемы постоянного и временного хранения индивидуальных автомобилей в г. Екатеринбурге / А. К. Заремба // Стройкомплекс Среднего Урала. -2005. -№10(92). – С. 42-44.
11. Голубничий В.А. Дослідження радіусу обслуговування об'єктів стаціонарного паркування легкових автомобілів / В. А. Голубничий / Містобудування та територіальне планування. Наук. -техн. збірник. –К.: КНУБА, 2012. Вип. 12. с.31-41.
12. Игнатьев Ю.В. Возведение автомобильных стоянок и парковок в крупных городах / Ю.В. Игнатьев / – Челябинск: Вестник ЮУрГУ. Серия: «Строительство и архитектура. 2012. №17. С. 68-72.
13. Шештокас В.В. Город и транспорт / В.В. Шештокас. –М.: Стройиздат, 1984. –176с.
14. Parking facilities and the built environment: Impacts on travel behaviour Author: Christiansen P., Engebretsen O., Fearnley N., Hanssen JU. - Transportation research part a-policy and practice , 2017. - Tom: 95. - С. 198-206.

## Summary

**O. Kholodova, O. Severin, O. Shulika** Analysys of methods for determining the permissible pedestrian distance while servicing vehicles by parking objects

*The main factors that influence both the arrangement and the number of objects intended for parking in the business area of towns and cities, among which the average value of the distance from the parking point of the parking space users to their final destination is specified as the most important one, are defined in the given article. The results of analyzed methods used for determining the average pedestrian distance while making decision concerning the use of a parking object by a potential parking space participant are cited.*

**Keywords:** vehicle, parking object, pedestrian distance, range of service, attractiveness, user.

## References

1. Holodova O.O. Formuvannja system parkingiv v central'nyh dilovyh chastynah velykyh ta najbil'shyh misc': avtoref. dys. ...kand. teh. nauk: 05.22.01 / Holodova Ol'ga Oleksandrivna; HNADU. - H., 2013. - 24 s.
2. Dul'fan S.B. Zakonomirnosti vplyvu «perehopljujuchyh» parkovok na formuvannja transportnyh potokiv (na prykladi m. Harkiv): avtoref. dys. ...kand. teh. nauk: 05.22.01 / Dul'fan Sergij Borysovyh; Hark. nac. akad. mis'k. gosp-va. - H., 2016. – 2 s.
3. Holodova O.O. Shhodo vyznachennja radiusu zon obslugovuvannja parkyngiv Avtomobyl' y Zlektronyka. Sovremennye tehnologyy: zlektron. nauchn. specyalyzr. yzd. – HNADU, 2015. – V'sh. 8. – S. 90-94. Rezhym dostupu: <http://www.khadi.kharkov.ua/nauka/naukovo-doslidna-chastina/naukovi-vidannja/avtomobil-elektronika-suchasni-tehnologiji/arkhiv-nomeriv.html>.

4. Avtomobyl'nye perevozky y organizatsiya dorozhnogo dvizheniya: Spravochnik. Per. s angl. / V.U Rєnkyn, P. Klafy, S. Halbert, Dzh. K. Oppenlender. G.S Levynson y dr. – M.: Transport, 1981. – 592 s.
5. Lobashov O.O. Modeljuvannja vplyvu merezhi parkuvannja na transportni potoky v mistah: monografija/ O.O. Lobashov// Hark. nac. akad. mis'k. gosp-va. – H.: HNAMEG, 2010. – 170 s.
6. Posobyе po razmeshheniju avtostojanok, garazhej y predpryjatij tehnycheskogo obsluzhivannya legkovyh avtomobylej v gorodah y drugih naselennyh punktah (k SNyP 11-60-75\*). – M.: Strojzdat, 1984. – 75 s.
7. SNyP 2.07.01-89\* Gradostroytel'stvo. Planyrovka y zastrojka gorodskyyh y sel'skyyh poselenij. – M.: Strojzdat, 1989.
8. Mistobuduvannja. Dovidnyk proektual'nyka (DNB 360.92) / za red. T.F Panchenko. – K.: Ukrarhbudinform. 2001. – 192 s.
9. Sporudy transportu. Avtostojanky i garazhi dlja legkovyh avtomobiliv: DBN V.2.3-15:2007. [Chynnyj vid 2007.08.01]. Nacional'nyj Standart Ukrai'ny – K.: Minbud Ukrai'ny, 2007. – 36 s.
10. Zaremba A.K. Kakym byt' «domu dlja avtomobylja» Reshenye problemy postojannogo y vremennogo hranenija yndyvidual'nyh avtomobylej v g. Ekaterynburge / A. K. Zaremba // Strojkompleks Srednego Urala. - 2005. - №10(92). – S. 42-44.
11. Golubnychyj V.A. Doslidzhennja radiusu obslugojuvannja ob'ektiv stacyonarnogo parkuvannja legkovyh avtomobiliv / V. A. Golubnychyj / Mistobuduvannja ta terytorijal'ne planuvannja. Nauk. -tehn. zbirnyk. –K.: KNUBA, 2012. Vyp. 12. s.31-41.
12. Ygnat'ev Ju.V. Vozvedenye avtomobyl'nyh stojanok y parkovok v krupnyh gorodah / Ju.V. Ygnat'ev / – Cheljabynsk: Vestnyk JuUrGU. Seryja: «Stroytel'stvo y arhytektura. 2012. №17. S. 68-72.
13. Sheshtokas V.V. Gorod y transport / V.V. Sheshtokas. –M.: Strojzdat, 1984. –176s.
14. Parking facilities and the built environment: Impacts on travel behaviour Author: Christensen P., Engebretsen O., Fearnley N., Hanssen JU. - Transportation research part a-policy and practice, 2017. - Tom: 95. - S. 198-206.

Юхимчук С.Ф.,  
Юхимчук С.М.,  
Толстушко Н.О.  
Луцький національний  
технічний університет,  
м. Луцьк, Україна

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ  
ПІДПРУЖИНЕНОГО НАТЯЖНИКА  
БРАЛЬНОГО ПАСА ЛЬОНОКОМБАЙНА

УДК 631.521

*У статті поданий опис підпружиненого натяжника брального паса льонобраального апарата з поперечними бральними рівчаками. Проведені графічні побудови та виконано теоретичні обґрунтування параметрів підпружиненого натяжника, підібрано пружину стиску. Використання цього підпружиненого натяжника забезпечить підвищення довговічності брального паса.*

**Ключові слова:** підпружинений натяжник, бральний пас, льонобраальний апарат, льонокомбайн, пружина стиску, натяг.

**Постановка проблеми.** В сільськогосподарській техніці широко використовуються пасові передачі, і не тільки в якості приводу, але і в якості робочих органів. Зокрема в льонозбиральних машинах паси застосовують в бральних апаратах для затискання і витягування з ґрунту стебел льону. Для натяга пасів використовують натяжні пристрої, найчастіше це натяжні ролики, кріплення яких можна переміщати регульовальним гвинтом. У цьому випадку натяг забезпечується за рахунок пружності паса. Цей спосіб має найменшу тягову здатність і низьку довговічність паса.

Також можна натяжного ролика під пружинити. При цьому забезпечується автоматичне самонатягнення передачі у міру зростання передаваного навантаження унаслідок постійного натягу веденої вітки паса. Постійність тягової здатності при цьому способі натягнення паса пояснюється наступним. Для забезпечення можливості передачі крутного моменту в пасовій передачі створюють початковий натяг паса. При передачі крутного моменту, у ведучій вітці паса виникає зусилля  $F_1$ , а у веденій —  $F_2$ . У разі зростання передаваного крутного моменту зусилля  $F_1$  збільшується, а  $F_2$  — зменшується, наближаючись до нуля при передачі максимального крутного моменту. При цьому починається ковзання паса на одному із шківів передачі і, як наслідок, зношування, нагрів паса, а надалі його розшарування і руйнування. При виконанні умови  $F_2 = \text{const}$ , зв'язаної з використанням рухомого підпружиненого ролика на віденій вітці, зусилля в цій вітці підтримується постійним. Ковзання паса може наступити тільки при крутному моменті, значно більшому граничного моменту при відсутності натяжного ролика.

Значить, при використанні натяжних підпружнених роликів початковий натяг  $F_0$  потрібно зменшувати. Згідно даним дослідженням Б.А. Проніна [1] при зменшенні початкового натягу на 50 % довговічність пасів збільшується в декілька разів.

Тому ми пропонуємо для натяга брального паса використати натяжний пристрій, який складається із двох підпружнених роликів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Під керівництвом проф. Хайліса Г.А. був виготовлений льонокомбайн з бральним апаратом з поперечними бральними рівчаками. Натяжний пристрій цього апарата, який складається із двох жорстко закріплених роликів, досліджували проф. Хайліс Г.А. і доц. Дацюк Л.М. [2, 3].

**Метою дослідження** є підвищення довговічності брального паса за рахунок обґрунтування основних параметрів і розробки підпружиненого натяжного пристрою до льонобраального апарата з поперечними бральними рівчаками.

**Результати досліджень.** На рис. 1. показана схема брального апарата із запропонованим натяжним пристроєм. Привід брального паса 1 здійснюється від трьох ведучих шківів 3, натяг веденої вітки *аз* забезпечує натяжник 2. даний натяжник складається із двох роликів, розміщених на шарнірно закріпленому коромислі. Коромисло через сполучну ланку зв'язане із підпружиненим повзуном. Сам натяжник кріпиться хомутами до кронштейнів двох ведучих шківів. Положення коромисла і натяг пружини регулюється регулювальним гвинтом, встановленим у швелері натяжника.

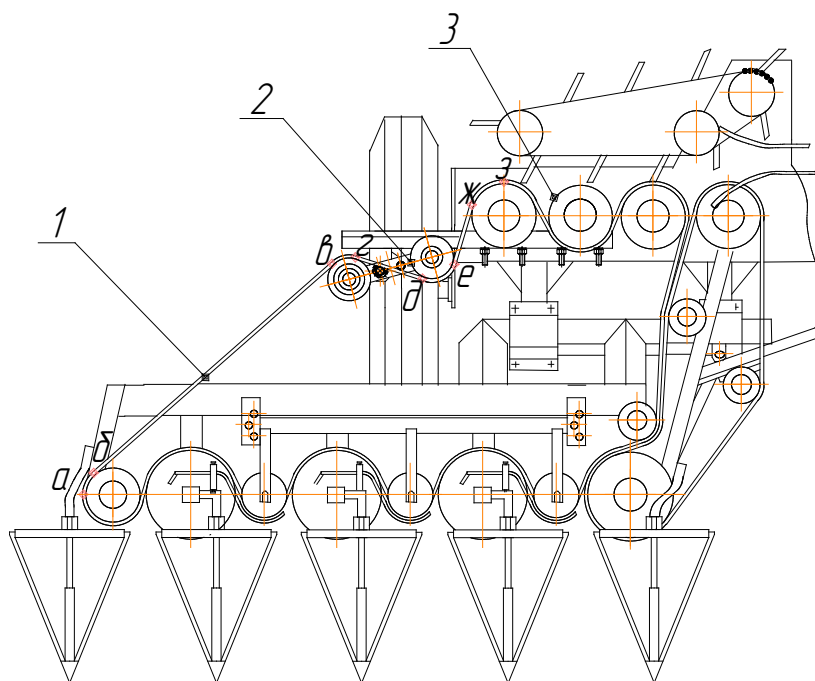


Рис. 1 – Льонобральний апарат з поперечними бральними рівчачками

Креслення натяжника виконувалось за допомогою комп'ютерної програми «КОМПАС», що дозволило точно визначити можливі межі регулювання видовження брального паса (рис. 2). На цьому рисунку у вигляді кривої показано ведену вітку *аз* брального паса (рис. 1), яка з криволінійних (*аб*, *вг*, *де*, *жз*) і прямолінійних (*бв*, *гд*, *еж*) ділянок. Довжини цих ділянок і сумарні довжини кривих при початковому і кінцевому положенні натяжних роликів, були автоматично пораховані комп'ютером. При радіусі натяжних роликів 50 мм, товщині паса 10 мм і можливому повороті коромисла на 90° довжина паса може змінюватись на 40 см.

Навантаження на вал натяжного ролика обчислюється за формулою:

$$F_r = 2F_0 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{L}{2r + \Delta}\right), \quad (1)$$

де  $F_0$  – початковий натяг паса;  $L$  – дуга охоплення ролика пасом;  $r$  – радіус ролика;  $\Delta$  – товщина паса.

З досліджень [3] відомо, що для даного брального апарата при роботі натяг ведучої вітки складає 1158 Н, а веденої 842 Н. Так, як натяжний пристрій підпружинений, то можна за початковий натяг паса взяти значення натягу у веденій вітці, що обґрунтовувалось на початку.

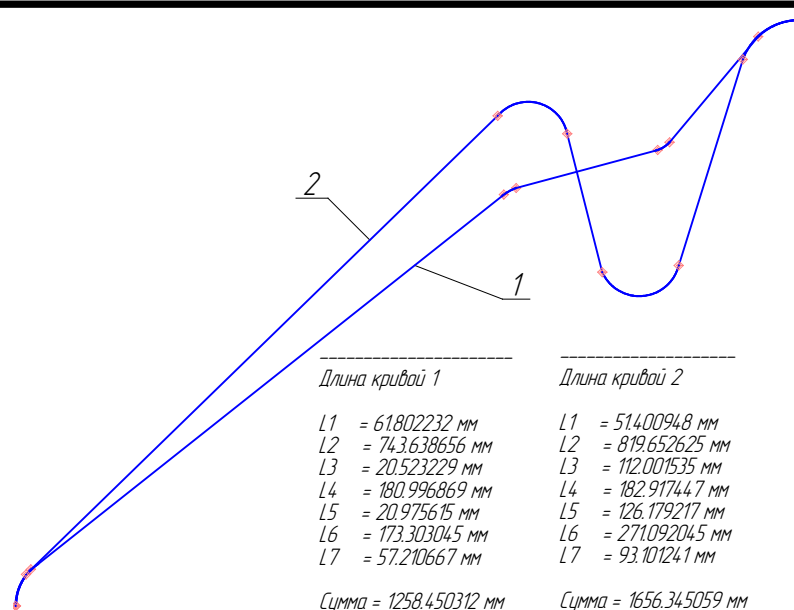


Рис. 2 – Визначення довжини веденої вітки брального паса при початковому – 1 і кінцевому – 2 положеннях натяжного механізму за допомогою програми КОМПАС

Для визначення зусилля, яке повинна забезпечувати пружина розглянемо схему натяжного механізму (рис. 3) до якого використаємо принцип можливих переміщень.

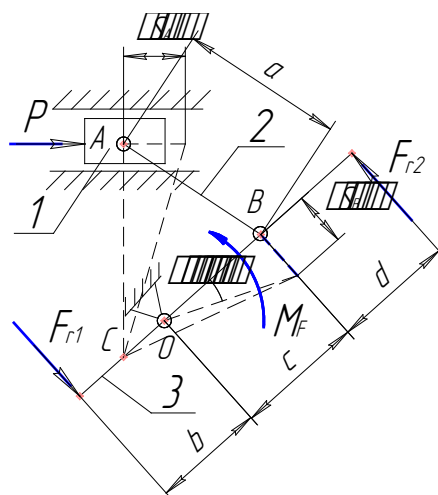


Рис. 3 – Схема натяжного механізму

Тут на шарнірно закріплене коромисло 3 з двох сторін діють сили  $\vec{F}_{r1}$  і  $\vec{F}_{r2}$  – сили з якими натяжні ролики діють на пас. Дані сили визначаються за формулою (1), використовуючи рис. 2, на якому ділянка L3 відповідає дузі охоплення першого натяжного ролика, а ділянка L5 – другого. Ці сили можна замінити крутним моментом

$$M_F = F_{r1} \cdot b + F_{r2} \cdot (c + d). \quad (2)$$

При  $a = 0,05$  м,  $b = 0,075$  м,  $c = 0,05$  м,  $d = 0,075$  м в натяжному пристрої в початковому положенні буде створюватись крутний момент  $M_{F \min} = 31,71$  Нм, а в кінцевому положенні –  $M_{F \max} = 149,39$  Нм.

Від повертання коромисла 3 утримується ланкою 2, шарнірно з'єднаною із підпружиненим повзуном 1. Дію пружини на схемі показано силою  $\vec{P}$ . Для вибору пружини нам необхідно знати в яких межах при регулюванні натягу брального паса буде змінюватись сила  $P$ .

Зв'язки, накладені на механізм, допускають наступні можливі переміщення його ланок: поворот коромисла 1 з натяжними роликками на кут  $\delta\varphi$  та переміщення повзуна 1 – точки  $A$  на  $\delta S_A$ . Рівняння робіт, яке виражає принцип можливих переміщень, отримає вигляд:

$$M_F \cdot \delta\varphi - P \cdot \delta S_A = 0. \quad (3)$$

$$P = \frac{M_F \cdot \delta\varphi}{\delta S_A}, \quad \delta\varphi = \frac{\delta S_B}{c}, \quad P = \frac{M_F \cdot \delta S_B}{c \cdot \delta S_A}.$$

Для визначення залежності між можливими переміщеннями  $\delta S_B$  і  $\delta S_A$  необхідно знати положення миттєвого центра обертання ланки  $AB$  – точки  $C$ . Тоді  $\frac{\delta S_B}{\delta S_A} = \frac{BC}{AC}$ . Для визначення цього співвідношення в різних положеннях натяжного механізму, використовуючи можливості програми КОМПАС, виконаємо геометричні побудови та визначимо довжини  $AC = La$  і  $BC = Lb$ . Для цього траєкторію переміщення точки  $A$  розбиваємо на вісім рівних частин і знаючи довжину ланки 2 та траєкторію руху точки  $B$ , шукаємо проміжні положення точки  $B_i$ , з яких проводимо нормалі. Там де ці нормалі перетинаються з відповідними нормаллями до проміжних положень точки  $A_i$  ставимо точки  $C_i$ , які є миттєвими центрами обертань. Результати даних обчислень наведені на рис. 4.

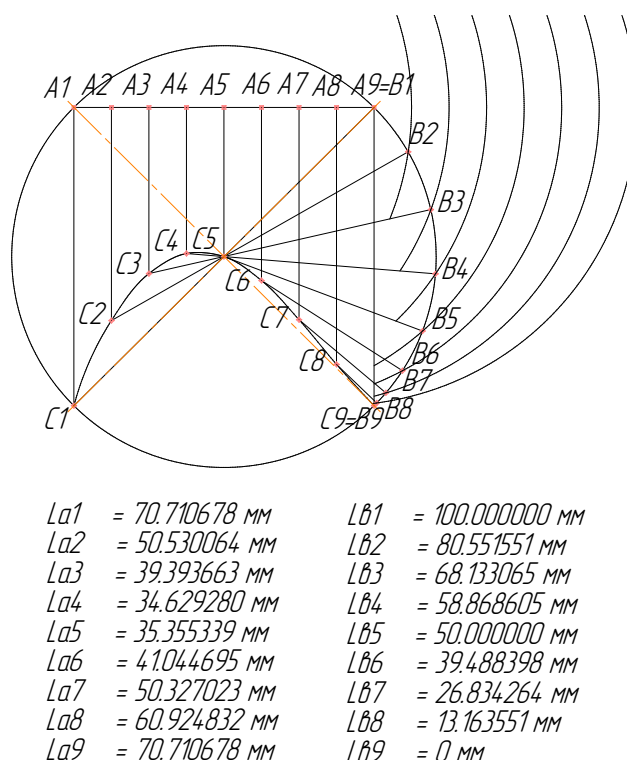


Рис. 4 – Графічне визначення довжин  $AC = La$  і  $BC = Lb$

Тоді:

$$P = \frac{M_F \cdot Lb}{c \cdot La}. \quad (4)$$

Відношення  $\frac{Lb}{La}$  можна апроксимувати математичною залежністю, але для нашого випадку ми обчислимо проміжні значення цього співвідношення і відповідні їм значення зусилля  $P$ . При цьому приймемо припущення, що крутний момент коромисла

змінюється пропорційно. Тому, якщо ми розглядаємо дев'ять точок, то різницю між моментами у кінцевому і початковому положеннях поділимо на вісім і знайдемо крок зміни моменту, який будемо додавати до попереднього значення. Результати розрахунку помістимо в таблицю 1.

Таблиця 1

**Результати розрахунку зусилля пружини**

№ п/п	$M_F$ , Нм	$\frac{Lb}{La}$	$P$ , Н
1	31,71	1,41	894,22
2	46,42	1,59	1476,16
3	61,13	1,73	2115,10
4	75,84	1,70	2578,56
5	90,55	1,41	2553,51
6	105,26	0,96	2020,99
7	119,97	0,53	1271,68
8	134,68	0,22	592,59
9	149,39	0	0

**Висновок.** За відомим діапазоном сил (остання колонка табл. 1) була розрахована пружина стиску, виготовлена із сталі 60С2А ГОСТ 14963-69, діаметром дроту – 6 мм, кількістю витків – 7, зовнішнього діаметру – 30 мм і довжиною 56 мм.

Даний натяжник був виготовлений і встановлений на бральному апараті (рис. 5) і випробуваний в роботі.

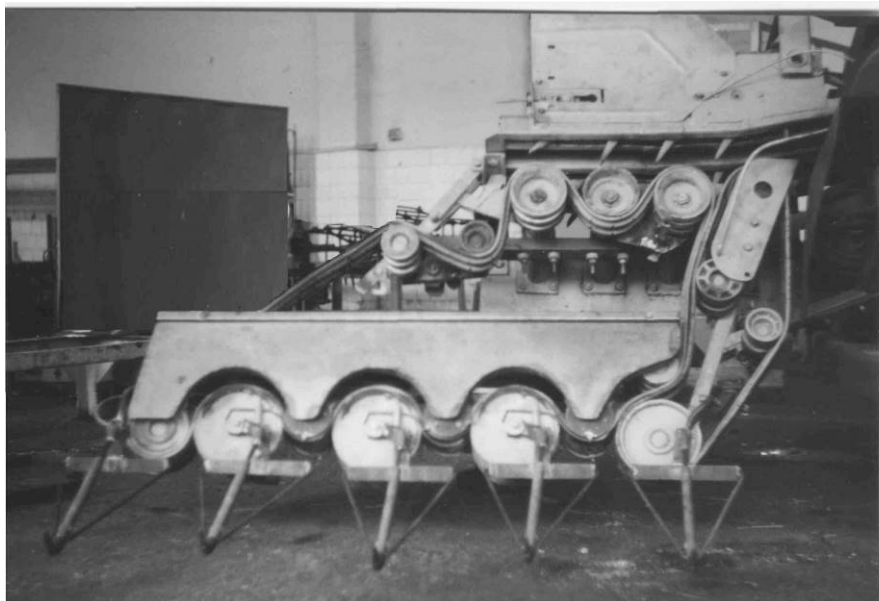


Рис. 5 – Фото льонобрального апарата з підпружиненим натяжником

Завдяки використанню підпружиненого натяжника у конструкції льонобрального апарата забезпечується підвищення довговічності брального пасу.

### Література:

1. Пронин Б.А. Ременные передачи. – В кн.: Справочник металлиста: В 5-ти томах. 3-е изд., перераб. Т. 1. М.: Машиностроение, 1976. с. 480-565.
2. Хайлис Г.А., Сартаков Н.С., Черников В.Г., Смирнов А.С. Регулировка натяжения теребильных ремней // Лен и конопля. – 1974. – №6. – С. 30–31.



3. Хайлис Г.А., Дацюк Л.М. Розрахунок опору в рівчаках льонобрального апарата з поперечними рівчаками // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Випуск 9. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 145–150.

### Summary

**Yukhymchuk S.F., Yukhymchuk S.M., Tolstushko N.O.** The substantiation of parameters of the spring tensioner of a pulling belt of a flax-harvesting combine

*In the article the description of spring tensioner of a pulling belt of a flax-pulling apparatus with transversal streams. The graphic constructions were carried out and theoretical justifications of the spring tensioner parameters were fulfilled, a compression spring was selected. Using this spring-loaded tensioner will increase the durability of the pulling belt.*

**Keywords:** spring tensioner, pulling belt, flax- pulling apparatus, flax harvesting combine, compression spring, tension.

### References

1. Pronin B.A. Remennyye peredachi. – V kn.: Spravochnik metallista: V 5-ti tomakh. 3-ye izd., pererab. T. 1. M.: Mashinostroyeniye, 1976. s. 480-565.
2. Khaylis G.A., Sartakov N.S., Chernikov V.G., Smirnov A.S. Regulirovka natyazheniya terebil'nykh remney // Len i konoplya. – 1974. – №6. – S. 30–31.
3. Khaylis G.A., Datsyuk L.M. Rozrakhunok oporu v rivchakakh l'onobral'nogo aparata z poperechnimi rivchakami // Sil's'kogospodars'ki mashini: Zb. nauk. st. – Vipusk 9. – Luts'k: Red.-vid. viddil LDTU, 2001. – S. 145–150.

Ковалишин С.Й,  
Швець О.П.,  
Щур Т.Г.,  
Дадав В.О.,  
Доманюк П.Ю.  
Львівський національний  
аграрний університет,  
м. Львів, Україна  
E-mail: dadakv@i.ua

**ВИЗНАЧЕННЯ ПОСІВНИХ ЯКОСТЕЙ НАСІННЯ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР  
МЕТОДОМ ЙОГО РЕНТГЕНОСКОПІЇ**

УДК 631.331

*В роботі підтверджено, що одним із найважливіших показників, який визначає якість посівного матеріалу, є його лабораторна схожість. З метою зменшення затрат часу і коштів, спрощення процедури визначення даного показника запропоновано його розраховувати через відсотковий вміст в досліджуваному насіннєвому матеріалі якісних і щуплих насінин, виявлених методом рентгеноскопії.*

*Встановлено тісний кореляційних зв'язок між результатами лабораторної схожості і рентгеноскопії посівного матеріалу низки сортів і гібридів озимого ріпаку та райграсу пасовищного. На підставі цього з великою ймовірністю можна стверджувати, що за результатами рентгеноскопії насінин можна визначити один з основних показників їх якості – лабораторну схожість.*

**Ключові слова:** насіння, озимий ріпак, райграс пасовищний, рентгеноскопія, лабораторна схожість, посівні якості.

**Вступ.** Одну з найважливіших ланок в максимальній реалізації генетичного потенціалу, збереженню сортової чистоти, біологічних та врожайних властивостей у процесі розмноження сорту чи гетерозисного гібрида, які б в сукупності сприяли збільшенню його урожайності, займає насінництво. Головна його задача – забезпечення сільськогосподарських виробників високоякісним насіннєвим матеріалом [3,5].

Проте на даний основна увага в підвищенні урожайності сільськогосподарських культур приділяється поліпшенню родючості ґрунту (удобренню, меліорації), покращенню структури сівозмін, дотриманню термінів проведення та ефективному виконанню агротехнічних операцій [6], боротьбі з втратами урожаю (удосконаленню конструкції збиральної техніки, десикації посівів) тощо. Незаперечуючи суттєвий вплив зазначених факторів на урожайність сільськогосподарських культур, агротоваровиробники надають великого значення використанню насінин з високими посівними якостями. Вони, як носії біологічних і господарських властивостей рослин, в переважній мірі визначають якість і кількість вирощуваного врожаю. Саме такий насіннєвий матеріал, що характеризується комплексом цінних ознак, необхідно використовувати для сівби в умовах сучасного сільськогосподарського виробництва. Відбір такого матеріалу здійснюють на підставі результатів аналізів, які проводять з метою визначення його посівних якостей.

**Аналіз останніх публікацій.** В насінництві сільськогосподарських культур, зокрема тих, які відносяться до дрібнонасіннєвих, важливе місце відводиться питанню якості посівного матеріалу [12]. Його якісні показники повинні відповідати вимогам, встановленим стандартом ДСТУ 2240-93 «Насіння сільськогосподарських культур. Сортів та посівні якості» [1]. До них відноситься чистота, вологість, лабораторна схожість посівного матеріалу та вміст в ньому насіння бур'янів. Згідно цього стандарту зазначені показники встановлені для оригінального насіння, отриманого із первинних ланок, елітного – з розсадників розмноження та репродуктивного. Серед них особливого значення надається лабораторній схожості насіння, яка повинна становити для супереліти

не менше 90%, еліти – 85%, а I...III репродукції – не менше 80%. Вона відіграє визначальну роль у формуванні кінцевої, реалізованої у врожайності потенційної продуктивності насінини [1].

Суттєвий негативний вплив на лабораторну схожість має травмування та різного роду пошкодження насіння [2,7,9,10,11]. Причиною його появи є незадовільні агрокліматичні умови вирощування сільськогосподарських культур – часті перепади сонячних та вологих днів, особливо в період дозрівання, негативний вплив робочих органів зернозбиральних комбайнів та насіннеобробних машин під час збирання, післязбиральної та передпосівної обробок тощо.

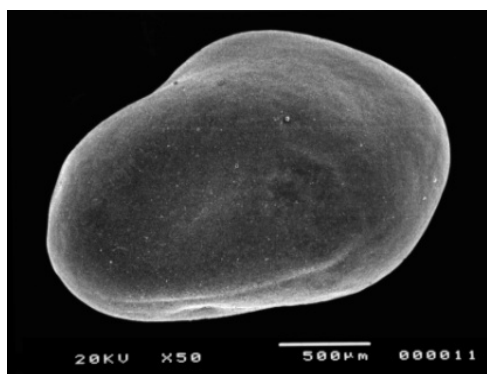
Лабораторну схожість посівного матеріалу визначають за встановленими методиками [8]. Ці методики передбачають його пророщування за певних температурних умов та наступне визначення пророслих у відсотках до загальної кількості використовуваних в досліді насінин. Дане пророщування вимагає використання певного обладнання, в основному термостатів, проходить впродовж певного періоду (не менше 10 днів), є досить трудомістким з огляду затрат часу на формування проб, підготовку посуду, здійснення підрахунку проростків тощо. За таких умов існує необхідність в удосконаленні методики визначення лабораторної схожості посівного матеріалу в плані спрощення процедури її проведення, скорочення часових рамок, підвищення точності отриманих результатів.

**Метою роботи** є підвищення точності та спрощення процедури проведення заходів зі встановлення посівних якостей насіння сільськогосподарських культур завдяки проведенню його рентгеноскопії.

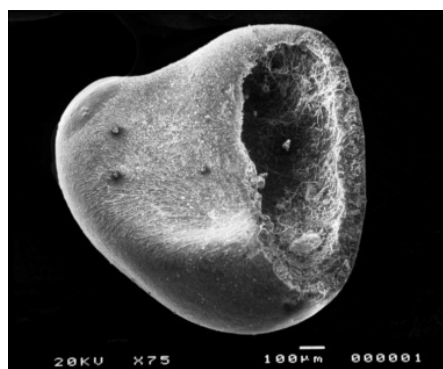
**Виклад основного матеріалу.** Схожість насіння, яка є головним показником його життєздатності, в лабораторних умовах визначають шляхом пророщування згідно ДСТУ 4138-2002. Пророщування проводиться за рекомендованої температури (20...25 °C) в чашках Петрі на фільтрувальному папері без освітлення. Щодня насіння провітрюється відкриванням кришки, перевіряється міра зволоженості фільтрувальної підкладки. За необхідності зволоженість збільшують, крапаючи водою кімнатної температури, що заздалегідь відстоялася у відкритій посудині не менше доби.

Обліки здійснюються на 7-й день після закладки на проростання. Підраховується насіння з добре розвиненими корінцями і паростками, які мають первинні листочки та займають не менше половини довжини колеоптиля. Інше насіння вважається непророслим, тобто несхожим.

Під час формування для пророщування зразків посівного матеріалу до них попадають насінини різної якості, які характеризуються певним ступенем травмування. Підтвердженням цього є отримані шляхом скануючої електромікроскопії їх світлини, які наведені на рис. 1, 2, 3.



а



б

Рис. 1 – Електронні світлини насінини конюшини  
а – якісна, б – травмована

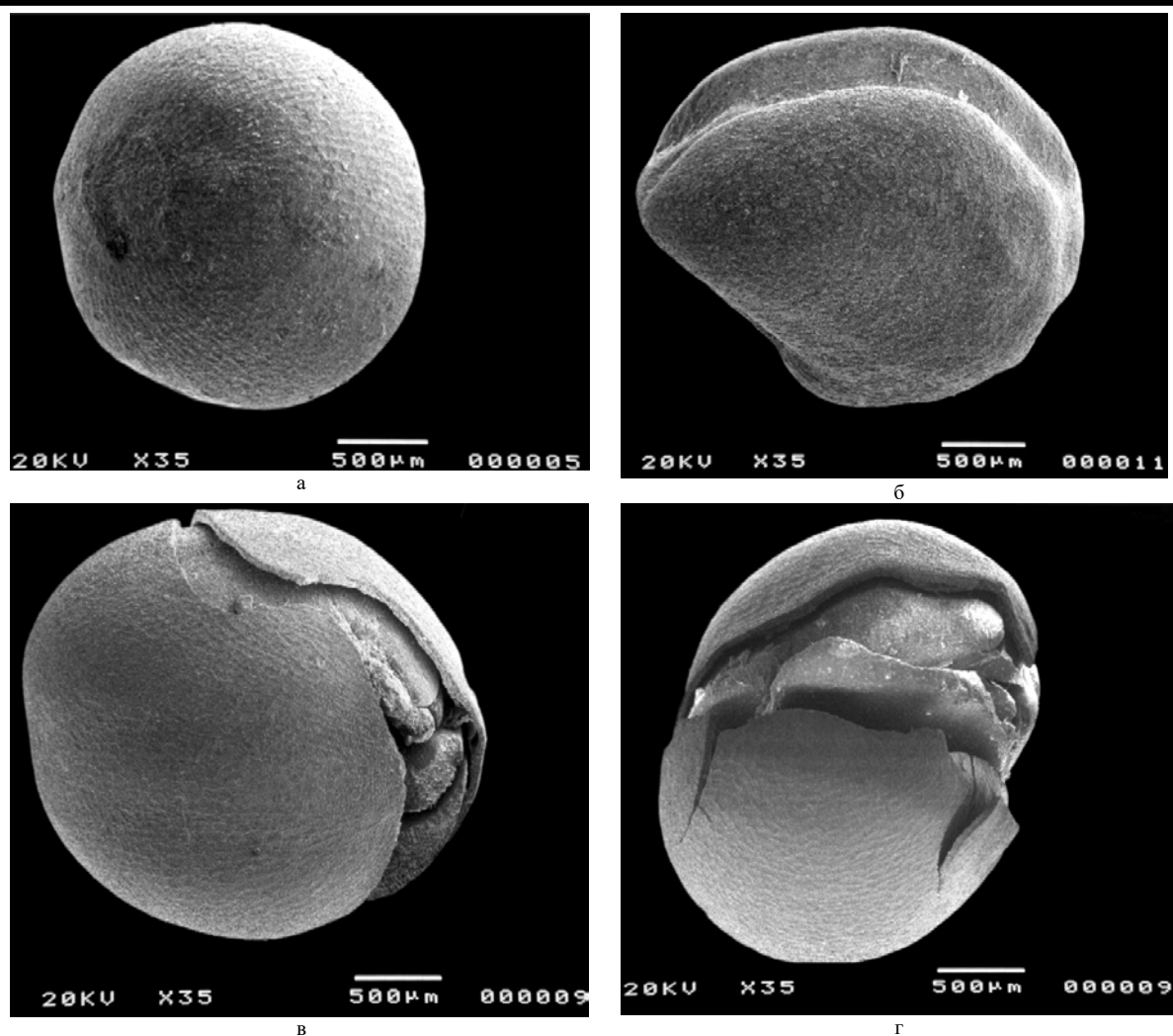


Рис. 2 – Електронні світлинні насінин озимого ріпаку  
 а – якісна, б – щупла; в,г – травмовані з макропошкодженнями

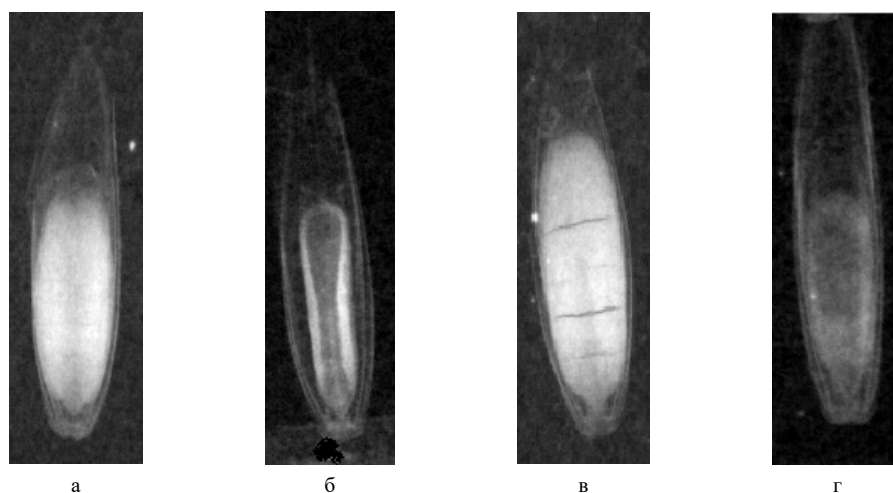


Рис. 3 – Електронні світлинні насінин райграсу пасовищного  
 а – якісна; б – щупла; в – травмовані з мікропошкодженнями; г – без зародка, біологічно неповноцінна

Аналіз отриманих світлин дозволяє стверджувати, що у сформованих для пророщування зразків посівного матеріалу можуть бути присутніми наступні чотири типи насінин:

- якісні (виповнені, форма яких відповідає морфологічним ознакам для насіння даної культури);
- щуплі (зморшкуваті, неправильної форми, з невиповненим ендоспермом);
- травмовані (з мікро- і макропошкодженнями);
- без зародка (мертві, біологічно неповноцінні).

Визначивши їх відсотковий вміст, можна з високою ймовірністю стверджувати, що лабораторна схожість такого посівного матеріалу буде рівною відсотковому вмісту в ньому якісних насінини.

Для підтвердження цієї гіпотези було досліджено зразки різних сортів і гібридів насіннєвого матеріалу райграсу пасовищного та озимого ріпаку. Визначення в них кількості пошкоджених та різного роду травмованих насінин, а також чисельності біологічно неповноцінних, мертвих насінин без зародків здійснювали методом рентгеноскопії [4], використовуючи прилад Faxitron MX-20 (рис. 4).



Рис. 4 – Прилад Faxitron MX-20 для проведення рентгеноскопії насіння

Даний прилад дозволяв здійснювати необхідне масштабування та цифрове фотографування результатів попередньо підготовлених зразків.

Зразки для досліджень являли собою 300 насінин, наклеєних на три спеціально підготовлені поверхні по 100 штук на кожну (рис. 5).

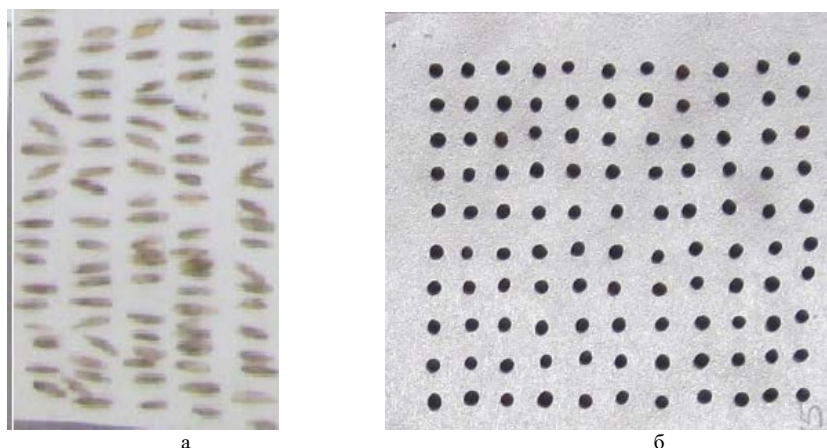


Рис. 5 – Зразки насіння для проведення рентгеноскопічного аналізу  
а – райграс пасовищний; б – озимий ріпак

Рентгенівський апарат давав можливість отримувати знімки досліджуваних зразків насіння, які автоматично виводились на монітор комп'ютера у вигляді цифрових фото (рис. 6).

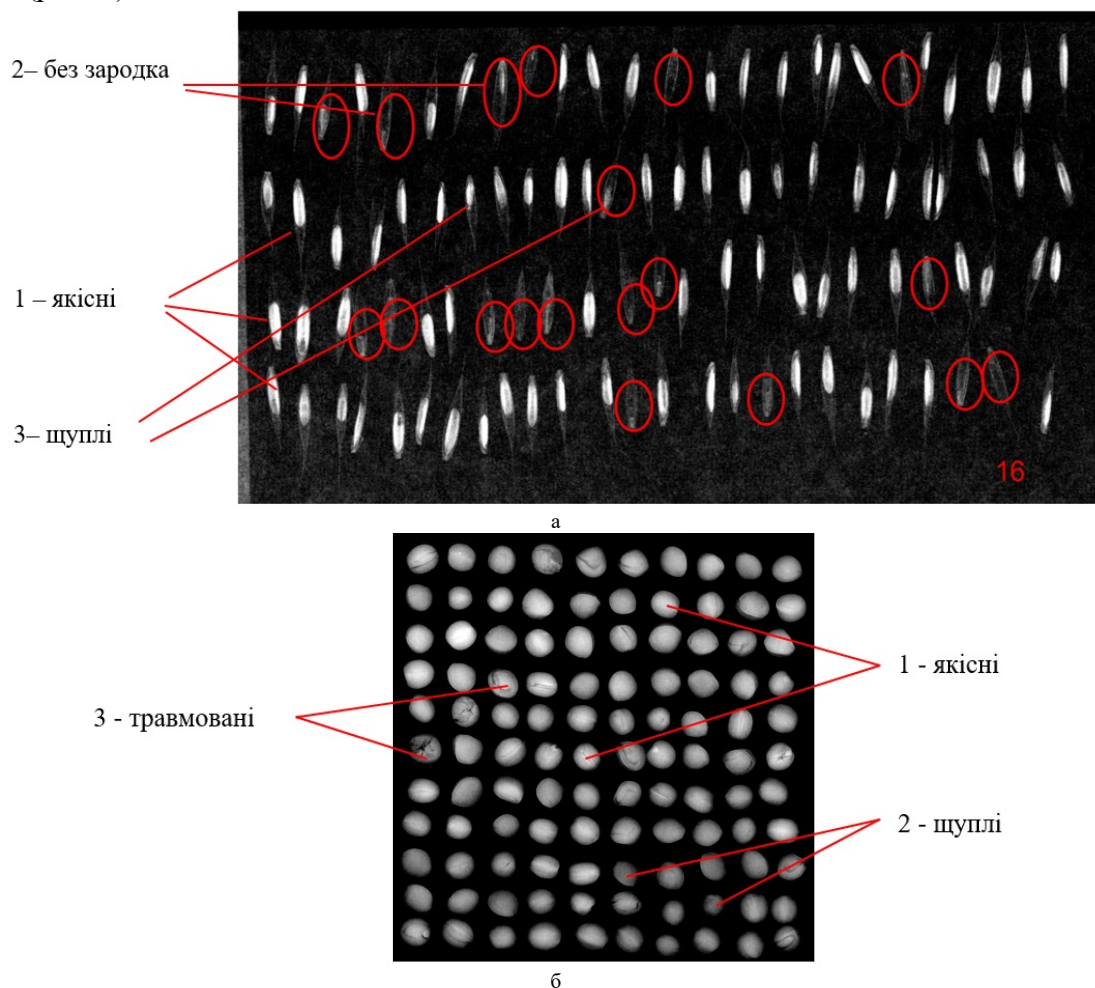


Рис. 6 – Рентгенівські знімки насіння, отримані на приладі Faxitron MX-20  
а – райграс пасовищний; б – озимий ріпак

Шляхом аналізу отриманих рентгенівських знімків було визначено вміст у кожному із досліджуваних зразків якісного 1 (виповненого із зародками, в якого відсутнє пошкодження оболонки, без характерних ознак травмованості), щуплого 2 та неякісного 3 (різного роду травмованого) насіння. Результати підрахунків наведено в таблиці 1.

В таблиці також наведено результати визначення лабораторної схожості для посівного матеріалу кожного із досліджуваних сортів. Порівнявши їх з даними рентгеноскопії зразків, можна стверджувати про наступне. Значення лабораторної схожості усіх досліджуваних сортів озимого ріпаку було в межах 83...90,67%. Найвище значення даного показника (90,67%) спостерігалось у сорта Мірко, а найменше (83%) у сорта Доктрін. Стосовно насіння райграсу пасовищного, то найвищою лабораторною схожістю (77,67%) характеризувався сорт Дрогобицький 16, а найнижчою (68%) – Дрогобицький 2.

Отримані результати лабораторної схожості узгоджуються з даними рентгеноскопії досліджуваних зразків. Визначений в них відсоток якісних та щуплих насінин майже співпадає (похибка  $\pm 2...3\%$ ) зі значенням лабораторної схожості. Найменша кількість травмованих насінин виявилась саме у сортів, в яких була найвища лабораторна схожість, а саме в Шерпи і Амагеру (озимий ріпак) та у Дрогобицький 16 (райграс пасовищний).

Результати дослідження зразків насіннєвого матеріалу сортів і гібридів райграсу пасовищного та озимого ріпаку

Сорти	Результати рентгеноскопії, %			Лабораторна схожість, %			
	Якісне	Щупле	Травмоване *(без зародка)	зразок 1	зразок 2	зразок 3	Середнє значення
озимий ріпак							
Арсенал	73	11	16	86	83	88	85,67
Амагер	77	13	10	88	91	90	89,67
Амора	78	9	13	85	85	86	85,33
Атлант	76	10	14	85	84	86	85
Доктрін	62	22	16	83	82	84	83
Мірко	77	17	6	91	92	89	90,67
Шерпа	83	10	7	93	87	86	88,67
райграс пасовищний							
Дрогобицький 2	62	6	32	68	69	67	68
Осип	69	6	25	75	73	71	73
Дрогобицький 16	71	8	21	74	81	78	77,67

\*Стосується насіння райграсу пасовищного

Аналіз отриманих результатів лабораторної схожості та рентгеноскопії зразків посівного матеріалу досліджуваних сортів дрібнонасіннєвих культур свідчить, що між ними існує тісний кореляційний зв'язок. На підставі цього можна стверджувати, що за результатами рентгеноскопії насінин можна з великою ймовірністю визначити один з основних показників їх якості – лабораторну схожість, значення якої відповідає відсотковому вмісту в зразках якісних та щуплих насінин. Такий підхід дозволяє скоротити час і затрати, суттєво спрощує процедуру визначення лабораторної схожості посівного матеріалу сільськогосподарських культур.

#### Висновки:

1. Основним показником, який визначає якість посівного матеріалу сільськогосподарських культур, є його лабораторна схожість. Суттєвий негативний вплив на даний показник має травмування та різного роду пошкодження насінин.

2. Визначення кількості пошкоджених та різного роду травмованих, біологічно неповноцінних, мертвих насінин без зародків проводять різними методами, найпоширенішим і найточнішим з яких є їх рентгеноскопія.

3. Аналіз отриманих результатів лабораторної схожості і рентгеноскопії посівного матеріалу низки сортів озимого ріпаку та райграсу пасовищного свідчить про їх тісний кореляційний зв'язок. На підставі цього з великою ймовірністю можна стверджувати, що лабораторну схожість такого посівного матеріалу можна визначити через відсотковий вміст в ньому якісних і щуплих насінин, виявлених методом рентгеноскопії.



**Література:**

1. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. - К.: Держстандарт України, 1994. - 73с.
2. Каленська С.М., Новицька Н.В., Стрихар А.Є. Найважливіший тип травм // Насінництво. №9 2010. - С.8-12
3. Kowalyshyn S., Shvets O., Grundas S., J. Tys J. Use of electro-separation method for improvement of the utility value of winter rapeseeds // International Agrophysics. – 2013. – Vol. 27. No. 4. – 2013. – P. 419-424.
4. Ковалишин С.Й., Швець О.П. Оцінка ступеня травмованості насіння озимого ріпаку електронно-мікроскопічним методом // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.М. Василенка. – 2012. – Випуск 124. – Т.1. – С. 276–282.
5. Ковалишин С. Повышение качества посевного материала мелкосеменных культур путем отделения биологически неполноценных семян // Mechanization in agriculture. – International scientific, scientific applied and information journal. – Issue 5/2015, Bulgaria. – P.17-21.
6. Лихочвор В.В., Петриченко В.Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. Львів: НВФ "Українські технології", 2006. – 730 с.
7. Осинцев Е.Г. Исследование процесса отделения целых и микротравмированных семян зерновых культур в электрическом поле 05.20.02 – электротехнологии и электрооборудование в сельском хозяйстве. – 2009. - 129 с.
8. Методи визначення якості насіння сільськогосподарських культур: ДСТУ 4138-2002. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – С. 15-17.
9. Травмирование семян и его предупреждение/ Под общей ред И.Г. Строны. - М. Колос, 1972. - 159с.
10. Фадеев Л.В. «Нории полного ковшу зерно не бьют» // Насінництво – №9. – 2010 – С. 22-25.
11. Фадеев Л.В. Зерно нельзя бить – оно основа жизни человека. Харьков, 2014. – 95 с.
12. Фирсова М.К., Попова Е.П. Оценка качества зерна и семян. - М.: Колос, 1981. – 223с.

**Summary**

**Kovalyshyn S.Y., Shvets O.P., Shchur T.G., Dadak V.O., Domanyk P.Y.** Determination of sowing qualities of seeds of agricultural cultures by method of its radio examination

*The work confirms that one of the most important indicators that determines the quality of the sowing material is its laboratory germination. In order to reduce the cost of time and money, simplifying the procedure for determining this indicator, it is proposed to calculate it due to the percentage content in the investigated seed material of high-quality and succulent seeds, detected by the method of radio examination.*

*A close correlation between the results of laboratory germination and X-ray diffraction of seed material of a number of varieties and hybrids of winter rape and perennial ryegrass is established. On the basis of this, it is highly likely that according to the results of X-ray of the seeds one can determine one of the main indicators of their quality - laboratory germination.*

*Seed production is one of the most important parts in maximizing the implementation of genetic potential, maintaining high purity, biological and yield properties in the process of propagation of a variety or heterozygous hybrid, which in aggregate would contribute to increasing its yield. Its main task is to provide agricultural producers with high quality seed material.*



*However, for the present, the main focus is on improving the fertility of the soil (fertilization, melioration), improving the crop rotation, observing the timing and effective implementation of agro technical operations, combating harvest losses (improving the design of harvesting machinery, desiccating crops), etc. Without denying the significant influence of these factors on the yield of agricultural crops, agricultural producers attach great importance to the use of seeds with high crop yields. They, as carriers of biological and economic properties of plants, predominantly determine the quality and quantity of cultivated crops. It is such a seed material, characterized by a set of valuable features, should be used for sowing in the conditions of modern agricultural production. The selection of this material is carried out on the basis of the results of analyzes conducted to determine its crop qualities.*

**Keywords:** seeds, winter rape, perennial ryegrass, radio examination, laboratory germination, sowing qualities.

### References

1. DSTU 2240-93. Nasinnya silskogospodarskih kultur. Sortovi ta posivni yakosti. - K.: Derzhstandart Ukrayini, 1994. - 73s.
2. Kalenska S.M., Novicka N.V., Strihar A.Ye. Najvazhlivishij tip travm // Nasinictvo. – №9 – 2010. - S.8-12
3. Kowalyshyn S., Shvets O., Grundas S., J. Tys J. Use of electro-separation metod for improvement of the utility value of winter rapeseeds // International Agrophysics. – 2013. – Vol. 27. No. 4. – 2013. – P. 419-424.
4. Kovalishin S.J., Shvec O.P. Ocinka stupenya travmovanosti nasinnya ozimogo ripaku elektronno-mikroskopichnim metodom // Visnik Harkivskogo nacionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva im. P.M. Vasilenka. – 2012. – Vipusk 124. – T.1. – S. 276–282.
5. Kovalishin S. Povyshenie kachestva posevnogo materiala melkosemennyyh kultur putem otdeleniya biologicheskii nepolnocennyh semyan // Mechanization in agriculture. – International scientific, scientific applied and information journal. – Issue 5/2015, Bul-garia. – P.17-21.
6. Lihochvor V.V., Petrichenko V.F. Roslinnictvo. Suchasni intensivni tehnologiyi viroshuvannya osnovnih polovih kultur. Lviv: NVF "Ukrayinski tehnologiyi", 2006. – 730 s.
7. Osincev E.G. Issledovanie processa otdeleniya celyh i mikrotravmirovannyh semyan zernovyh kultur v elektricheskom pole 05.20.02 – elektrotehnologii i elektrooborudovanie v selskom hozyajstve. – 2009. - 129 s.
8. Metodi viznachennya yakosti nasinnya silskogospodarskih kultur: DSTU 4138-2002. – K.: Derzhspozhivstandart Ukrayini, 2003. – S. 15-17.
9. Travmirovanie semyan i ego preduprezhdenie/ Pod obshej red I.G. Strony. - M. Kolos, 1972. - 159s.
10. Fadeev L.V. «Norii polnogo kovsha zerno ne byut» //Nasinictvo – №9. – 2010 – S. 22-25.
11. Fadeev L.V. Zerno nelzya bit – ono osnova zhizni cheloveka. Harkov, 2014. – 95 s.
12. Firsova M.K., Popova E.P. Ocenka kachestva zerna i semyan. - M.: Kolos, 1981. – 223s.

**Шраменко Н.Ю.**

Харьковский национальный  
технический университет  
сельского хозяйства  
имени П.Василенка,  
г. Харьков, Украина

**ОЦЕНКА ЗАТРАТ ПО ОБСЛУЖИВАНИЮ  
ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ПРИ ОПЕРАТИВНОМ  
ПЛАНИРОВАНИИ ПРОЦЕССА ПОСТАВКИ  
ЗЕРНОВЫХ ГРУЗОВ**

УДК 656.025.4

*Получена регрессионная модель, которая описывает зависимость суммарных суточных затрат на развозку зерновых грузов от номинальной грузоподъемности автомобилей, количества потребителей и среднего размера партии груза. Применение модели позволяет осуществлять оперативное планирование процесса поставки зерновых грузов и корректирование существующей технологии обслуживания потребителей при переменном спросе.*

**Ключевые слова:** оперативное планирование, зерновые грузы, грузоподъемность автомобиля, мелкая партия груза, затраты, технологические параметры, транспортное обслуживание

**Введение.** Сельскохозяйственные предприятия в Украине все чаще используют в процессе производства логистические концепции такие как: планирование поставок «точно в термин», сокращение запасов и т.п. Это привело к уменьшению размеров поставок грузов и увеличению доли мелкопартионных отправок в общем объеме перевозок. Эта тенденция особенно прослеживается при перевозках зерновых грузов при обслуживании мелких потребителей, при этом количество пунктов назначения в течение суток может достигать от нескольких десятков до нескольких тысяч.

В исследованиях [1, 2] отражено влияние параметров работы автомобильного транспорта на функционирование логистической системы и предложена базовая структура определения групп недостатков во взаимосвязи с системой технико-эксплуатационных показателей работы автотранспорта при транспортном обслуживании грузовых потоков. Проведенный анализ ситуаций проявления групп недостатков в рамках нескольких характеристик работы транспорта (времени, грузоподъемности, скорости) свидетельствует, что ухудшение технико-эксплуатационных показателей работы транспорта приводит к снижению качества обслуживания, снижению производительности транспортных средств, повышению затрат на перевозку. В связи с этим, при оперативном планировании процесса поставки зерновых грузов задача определения влияния технологических параметров на совокупные затраты, связанные с развозом этих грузов потребителям, является актуальной.

Для качественного обслуживания потребителей необходимо не только доставить указанный объем зерновых грузов, но и сделать это в определенное время, что усложняет формирование развозочных маршрутов и выбор рациональной грузоподъемности автомобилей, выполняющих перевозки.

**Анализ исследований.** В данное время поставки зерновых грузов мелкими партиями осуществляются очень интенсивно, в связи с этим при перевозке этих грузов для эффективного использования подвижного состава и уменьшения транспортных затрат целесообразно формировать развозочные маршруты [3].

Для решения задач маршрутизации для развозочных, сборных и развозочно-сборных маршрутов ученые предлагают использовать такие методы: метод кратчайшей связывающей сети, метод Кларка-Райта, метод сумм, метод составления маршрута суммированием по столбцам, а также метод «ветвей и границ» [4]. Точные методы не позволяют формировать оптимальные маршруты для большого количества обслуживаемых

клиентов (более 10). При применении классических приближенных методов для указанных условий погрешность вычислений очень большая, а время вычисления очень значительное, т.е. они не гарантируют результативность за приемлемое время.

Проведенные ранее исследования показали, что при разработке концепции транспортного обслуживания больше всего внимания отводилось удовлетворению требований перевозчика. Организация развозочного процесса опиралась не на повышение удельного веса грузового пробега, а на сокращение общего пробега [5].

Большинство методов формирования развозочных маршрутов базируются на определении кратчайших маршрутов, однако не учитывают приоритетность клиентов и возможные стратегии их обслуживания [6].

Следует отметить, что наиболее часто задача маршрутизации автотранспортных средств осуществляется простыми и эффективными методами эвристики, которые позволяют быстро найти нужное решение, но при этом не гарантируется нахождение оптимального решения. В работе [7] рассмотрены такие эвристические методы решения задач маршрутизации как: «жадный», «деревянный», «простой», «генетический» и «табу-поиск». Наиболее эффективными методами являются методы «жадный» и «деревянный».

На основе анализа научных разработок ученых, а также практического опыта транспортного обслуживания грузовладельцев можно сделать вывод, что планирование и организация развозочных маршрутов при транспортном обслуживании грузовладельцев, особенно для большого количества клиентов, чаще всего осуществляется только с позиции перевозчиков, а интересы грузоотправителей и грузополучателей относительно времени вывоза (завоза) груза отходят на второй план или остаются полностью неучтенными, что свидетельствует об ухудшении качества транспортного обслуживания.

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является определение влияния технологических параметров на затраты, связанные с транспортным обслуживанием потребителей при поставке зерновых грузов мелкими партиями.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. обосновать методику оценки затрат при оперативном планировании работы автомобилей на развозочных маршрутах в процессе поставки зерновых грузов;
2. провести моделирование процесса развоза зерновых грузов мелкими партиями;
3. исследовать влияние технологических параметров на затраты по транспортному обслуживанию потребителей при оперативном планировании процесса поставки зерновых грузов.

**Зависимость затрат от технологических параметров при оперативном планировании процесса поставки зерновых грузов.** Исследование проведено для фермерского хозяйства, которое осуществляет ежедневные поставки зерновых грузов мелкими партиями большому количеству потребителей-заказчиков. При этом возникает необходимость учета требований потребителей относительно условий поставки при минимизации затрат на организацию развозки зерновых грузов.

Структурная схема объекта исследования в виде модели «серого ящика» представлена на рис. 1.

Входящие параметры:  $q_{nj}$  – номинальная грузоподъемность автомобилей, которые используются для работы на развозочных маршрутах, т;  $N$  – количество потребителей, ед.;  $\bar{q}$  – средний размер партии груза, т.

Внешние факторы:  $Z_i$  – ценовые показатели;  $t_i$  – требования потребителей относительно времени завоза груза, ч;  $t_{1\tau_n}$  – время погрузки 1т груза, ч;  $t_{1\tau_p}$  – время разгрузки 1т груза, ч.

Исходящий параметр:  $B_z$  – суммарные суточные затраты на развоз зерновых грузов мелкими партиями, грн/сут.

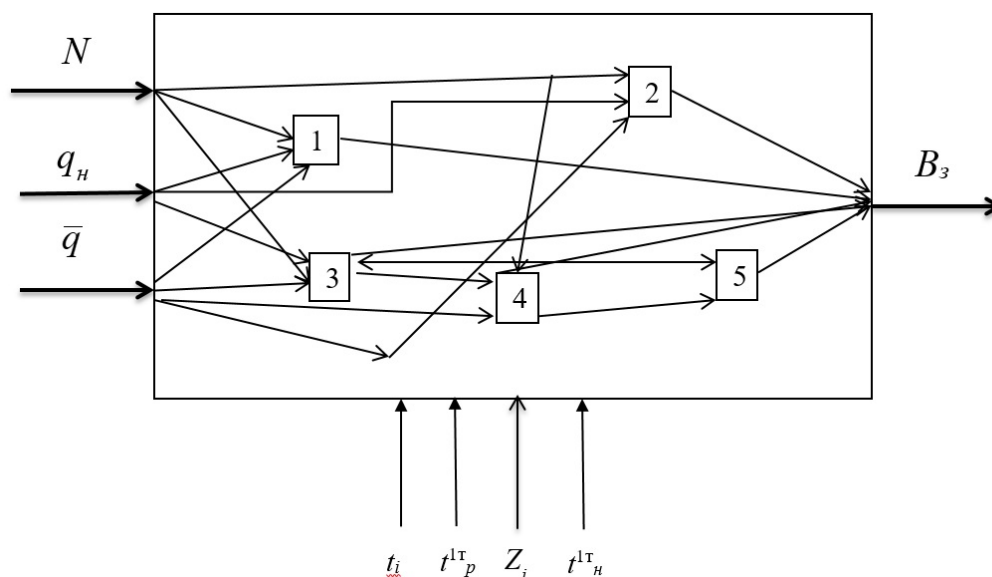


Рис.1 – Кибернетическая модель «серый ящик»:

1 - процесс погрузки - разгрузки; 2 - процесс оформления документов; 3 - выбор марки автомобиля для работы на развозочных маршрутах и формирование развозочных маршрутов перевозки зерновых грузов; 4 - процесс перевозки; 5 - процесс информационного сопровождения

Обработка заявок потребителей предусматривает определение таких параметров заявок как: размер партии груза, требования потребителей относительно времени завоза груза. Выбор марки автомобиля осуществляется с учетом количества потребителей, характеристик заявок, грузоподъемности автомобиля и его цены. Формирование развозочных маршрутов осуществляется с учетом характеристик заявок, выбранной грузоподъемности автомобиля и характеризуется общим пробегом автомобилей на развозочных маршрутах за сутки. Совокупность элементов 1, 2, 3 и 4 (рис. 1) составляет процесс развозки зерновых грузов мелкими партиями. Процессы погрузки и разгрузки зерновых грузов характеризуются затратами на погрузку и разгрузку соответственно. Езда с грузом и возвращение порожнего подвижного состава от последнего места разгрузки к предприятию характеризуются затратами на перевозку зерновых грузов мелкими партиями.

Среди комплекса критериев эффективности, которые используются при решении различных задач организации перевозок [8-11], выбраны минимальные общие затраты на развоз зерновых грузов мелкими партиями:

$$B_z = f(t_n^{1\tau}, t_p^{1\tau}, q_{nj}, \bar{q}, N, Z_i, L_{zag}) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $L_{zag}$  – общий пробег автомобилей на развозочных маршрутах, км/сут.

Система ограничений имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^K q_{\phi i} \leq q_{Hj} \\ T_{Hj} \leq T_p \\ \sum_{i=1}^N q_{\phi i} \leq W_q \end{cases}, \quad (2)$$

где  $T_{Hj}$  – время в наряде  $j$ -го автомобиля, ч;  $T_p$  – время работы предприятия, ч;  $K$  – количество клиентов в сформированном маршруте, ед.;  $W_q$  – производительность парка подвижного состава, т/сут.

Таким образом, необходимо определить какое влияние на суммарные суточные затраты, связанные с развозом зерновых грузов, имеют номинальная грузоподъемность автомобилей, работающих на развозочных маршрутах, количество потребителей, а также средний размер партии груза.

Общие суточные затраты на развоз зерновых грузов мелкими партиями по сформированным маршрутам определены согласно проведенным исследованиям [12-15]. Для моделирования объекта исследования выбрано имитационное моделирование, поскольку преобладающее количество параметров процесса перевозки зерновых грузов мелкими партиями при обслуживании грузовладельцев являются случайными величинами.

Имитационные эксперименты проведены с помощью разработанного программного обеспечения, которое учитывает случайный характер параметров доставки (время завоза груза к заказчику, размер партии груза для каждого заказчика, место дислокации заказчиков груза на полигоне обслуживания, количество заказчиков груза) и предоставляет возможность формирования развозочных маршрутов для большого количества потребителей (до 100 и более). В поле программы случайно генерируется дислокация потребителей, а также объемы перевозок и желательное время доставки груза потребителям (рис 2).

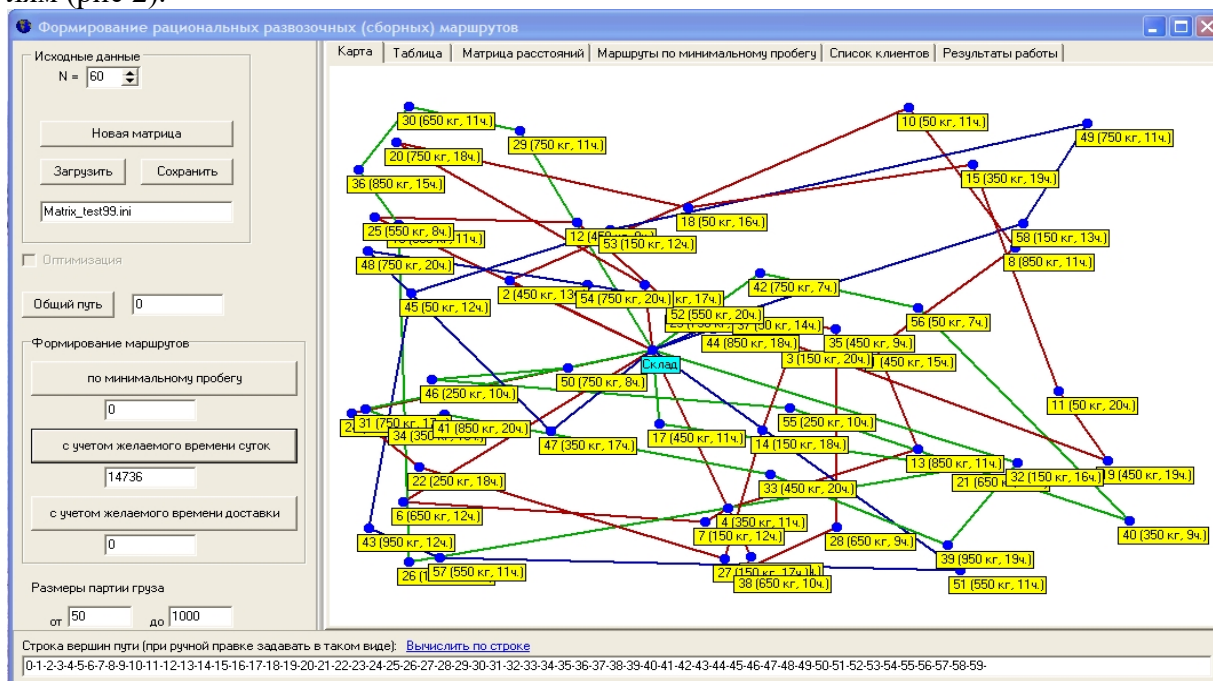


Рис. 2 – Окно программы «Формирование рациональных развозочных (сборных) маршрутов»

Исходными данными является количество потребителей, их требования относительно количества груза и времени завоза. Результатом являются сформированные маршруты и значения общего пробега на маршрутах за сутки. Формирование маршрутов проводилось с учетом нежестких временных требований потребителей. Эта технология формирования развозочных маршрутов, согласно исследованию [16], является оптимальной и предусматривает обслуживание грузовладельцев по периодам суток и частично учитывает временные требования потребителей.

Проанализированы статистические данные процесса развоза зерновых грузов: размер партии груза, время погрузки и разгрузки 1 т груза. Определено, что размер партии груза подчиняется нормальному закону распределения случайной величины с параметрами:  $a = 0,524$  т,  $\sigma = 0,27$  т; время погрузки 1 т груза – экспоненциальному закону распределения случайной величины с параметром  $b = 0,049$  ч.; время разгрузки 1 т груза

– экспоненциальному закону распределения случайной величины с параметром  $b = 0,048$  ч. Оценку степени соответствия случайной величины законам распределения проведено с помощью критерия  $\chi^2$ -Пирсона.

Определены уровни варьирования входных факторов: грузоподъемность автомобиля – [3; 6] т; количество потребителей – [10; 100] ед.; размер партии груза - [0,254; 0,794] т. Для проведения имитационного эксперимента разработан план эксперимента Плакетта-Бермана, количество серий составляет 90 ед.

Рассчитано достаточное количество опытов в каждой серии, его значение варьируется от 5 до 98 ед. Для обеспечения значимости результатов эксперимент проведен по 100 опытов в каждой серии. В результате имитационного моделирования ситуаций сформированы маршруты, определен общий пробег автомобилей на этих маршрутах и рассчитаны суммарные затраты за сутки на развоз зерновых грузов.

По результатам имитационного эксперимента получена регрессионная модель, которая описывает зависимость суммарных суточных затрат на развоз зерновых грузов от номинальной грузоподъемности автомобилей, работающих на развозочных маршрутах, количества клиентов, а также среднего размера партии груза. Выбор вида регрессионной модели осуществлен по наибольшей величине коэффициента детерминации. Выявлено, что наиболее адекватным (коэффициент детерминации составляет 0,93) является следующий вид зависимости:

$$B_3 = 0,632 \cdot N^2 - 13,759 \cdot q_n^2 + 5217,103 \cdot \bar{q}^2 \quad (3)$$

Область определения функции:  $N \in [10; 100]$ ,  $q_n \in [3; 6]$ ,  $\bar{q} \in [0,254; 0,794]$ .

Результаты исследования могут быть использованы сельскохозяйственными и транспортными предприятиями для формирования рациональной технологии обслуживания потребителей при поставке зерновых грузов.

#### Выводы:

1. Проведенный анализ теоретических разработок в области перевозок грузов мелкими партиями свидетельствует, что во многих существующих моделях организации транспортного процесса интересы грузоотправителей и грузополучателей отходят на второй план или совсем не учитываются, это приводит к ухудшению качества транспортного обслуживания грузовладельцев;

2. В качестве критерия эффективности работы автомобилей на развозочных маршрутах выбраны суммарные суточные затраты на перевозку зерновых грузов.

3. Используя результаты имитационного эксперимента, получена регрессионная модель, которая описывает зависимость суммарных суточных затрат на развоз зерновых грузов от номинальной грузоподъемности автомобилей, количества потребителей и среднего размера партии груза.

Перспективные направления исследования: разработка мероприятий по выбору рациональной технологии обслуживания потребителей при поставке зерновых грузов.

#### Литература:

1. Горяинов А.Н. Выделение диагностических параметров в группах показателей работы транспорта [Текст] / А.Н. Горяинов // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Зб.наук.пр. – Харків: ХНТУСГ ім. П.Василенка, 2013. – №136. - С.265-271
2. Горяинов А.Н. Группы недостатков и симптомы при транспортном обслуживании грузовых потоков [Текст] / А.Н. Горяинов // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків: ХНТУСГ ім. П.Василенка, 2016. – №4. - С.16-22

3. Музылев Д. А. Стратегия формирования городских развозочных маршрутов на оперативный период с учетом неравномерности распределения спроса на специфические грузы / Е. В. Нагорный, Д.А. Музылев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2009. — № 6/4(42). — С. 27–30.
4. Никоноров В.М. Математические методы решения задачи маршрутизации мелкопартионных перевозок / В.М. Никоноров // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Экономические науки. — 2011. — №6(137). — С. 222–226.
5. Шраменко Н.Ю. Теоретико-методологічні основи ефективного функціонування термінальних систем при доставці дрібнопартійних вантажів: Монографія / Н.Ю. Шраменко. — Х.: ХНАДУ, 2010. — 156 с.
6. Шраменко Н. Ю. Методи маршрутизації при дрібнопартійних перевезеннях в транспортних системах міст та шляхи їх удосконалення / Н. Ю. Шраменко // Комунальное хозяйство городов: науч.-техн. сб. — Х.: ХНУМГ, 2009. — № 86. — С. 364–367.
7. Лучко М.І. Удосконалення транспортного обслуговування збірних та розвізних маршрутів у логістичному ланцюгу постачань / М.І. Лучко, М.І. Фатеев // Вісник СХУ ім. В. Даля: науковий журнал — 2010. — №4, ч. 2. — С. 120–126.
8. Нагорный Є.В. Аналіз критеріїв ефективності функціонування логістичних систем при доставці вантажів / Є.В. Нагорный, Н.Ю. Шраменко // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. - Луцьк: ЛНТУ, 2010. — Вип. 28. — с. 353-357.
9. Шраменко Н. Ю. Вплив технологічних параметрів процесу функціонування транспортно-складського комплексу на собівартість переробки вантажу / Н. Ю. Шраменко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий : сб. науч. тр. — Х., 2015. — Вип. 5/3 (77) — С. 43—47.
10. Шраменко Н.Ю. Модель організації транспортного процесу на розвізних маршрутах/ Н.Ю. Шраменко// Автомобільний транспорт. - Харків: ХНАДУ, 2007. — Вип. 21 — С. 74-77.
11. Музылев Д. Критерий выбора рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов/ Д. Музылев, Н. Карнаух, Н. Бережная, О. Кутья// Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture – 2015, Vol.17. №7, pp. 67-73.
12. Шраменко Н.Ю. Формування стратегії функціонування автотранспортного підприємства при обслуговуванні вантажовласників / Н.Ю. Шраменко, О.Ю. Бекетова// Автомобільний транспорт – Х.: ХНАДУ, 2013. — Вип. 32 — С. 90-94.
13. Шраменко Н. Ю. Система формирования развозочных (сборочных) маршрутов при перевозке мелкопартионных грузов / Н. Ю. Шраменко // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов : сб. науч. тр. — Минск : БНТУ, 2014. — С. 84—90.
14. Шраменко Н. Ю. Комплексний підхід до вибору стратегії транспортного обслуговування вантажовласників в містах / Н. Ю. Шраменко // Комунальне господарство міст. Серія: технічні науки та архітектура : наук.-техн. зб. — Х.: ХНУМГ, 2015. — Вип. 121. — С. 65—68.
15. Шраменко Н. Ю. Модель вибору раціональної вантажності автомобілів при організації перевезень дрібнопартійних вантажів / Н. Ю. Шраменко // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. — Х.: ХНАДУ, 2015. — Вып. 68. — С. 113—117.
16. Шраменко Н.Ю. Вибір оптимальної стратегії обслуговування вантажовласників на розвізних маршрутах / Н.Ю. Шраменко, А.В. Галаган // Вестник ХНАДУ. — 2009. — № 44. — С. 78–82.

## Summary

**Shramenko N.Y.** Estimation of costs by consumer service in operational planning of the process of delivery of grain cargoes

*A regression model is obtained that describes the dependence of the total daily expenses for the transportation of grain cargoes from the nominal carrying capacity of cars, the number of consumers and the average size of the consignment. The application of the model allows the operative planning of the process of supplying grain cargoes and the correction of the existing technology of serving consumers under variable demand.*

**Keywords:** operational planning, grain cargoes, load-carrying capacity of the car, small consignment of cargo, costs, technological parameters, transport services

## References

1. Goryainov A.N. Vydelenie diagnosticheskikh parametrov v gruppah pokazatelej raboty transporta [Tekst] / A.N. Goryainov // Visnik HNTUSG im. P.Vasilenka. Zb.nauk.pr. – Harkiv: HNTUSG im. P.Vasilenka, 2013. – №136. – S.265-271
2. Goryainov A.N. Gruppy nedostatkov i simptomy pri transportnom obsluzhivanii gruzovykh potokov [Tekst] / A.N. Goryainov // Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. – Harkiv: HNTUSG im. P.Vasilenka, 2016. – №4. – S.16-22
3. Muzylev D. A. Strategiya formirovaniya gorodskih razvozhnykh marshrutov na operativnyj period s uchetom neravnomernosti raspredeleniya sprosa na specificheskie gruzy / E. V. Nagornij, D.A. Muzylev // Vostochno-evropejskij zhurnal peredovykh tehnologij. — 2009. — № 6/4(42). — S. 27–30.
4. Nikonorov V.M. Matematicheskie metody resheniya zadachi marshrutizacii melkopartionnykh perevozok / V.M. Nikonorov // Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. Ekonomicheskie nauki. — 2011. — №6(137). — S. 222–226.
5. Shramenko N.Yu. Teoretiko-metodologichni osnovi efektyvnogo funkcionuvannya terminalnih sistem pri dostavci dribnopartionnih vantazhiv: Monografiya / N.Yu. Shramenko. — H.: HNADU, 2010. – 156 s.
6. Shramenko N. Yu. Metodi marshrutizaciyi pri dribnopartionnih perevezennyah v transportnih sistemah mist ta shlyahi yih udoskonalennya / N. Yu. Shramenko // Komunalnoe hazayajstvo gorodov: nauch.-tehn. sb. — H.: HNUMG, 2009. – № 86. – S. 364–367.
7. Luchko M.I. Udoshkonalennya transportnogo obslugoivuannya zbirnih ta rozviznih marshrutiv u logistichnomu lancyugu postachan / M.I. Luchko, M.I. Fatyeyev // Visnik SNU im. V. Dala: naukovij zhurnal — 2010. — №4, ch. 2. — S. 120–126.
8. Nagornij Ye.V. Analiz kriteriyiv efektyvnosti funkcionuvannya logistichnih sistem pri dostavci vantazhiv / Ye.V. Nagornij, N.Yu. Shramenko // Naukovi notatki: mizhvuzivskij zbirnik. - Luck: LNTU, 2010. – Vip. 28. – s. 353-357.
9. Shramenko N. Yu. Vplyv tehnologichnih parametriv procesu funkcionuvannya transportno-skladskogo kompleksu na sobivartist pererobki vantazhu / N. Yu. Shramenko // Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovykh tehnologij : sb. nauch. tr. — H., 2015. — Vip. 5/3 (77) — S. 43—47.
10. Shramenko N.Yu. Model organizaciyi transportnogo procesu na rozviznih marshrutah/ N.Yu. Shramenko// Avtomobilnij transport. - Harkiv: HNADU, 2007. – Vip. 21 – S. 74-77.
11. Muzylev D. Kriterij vybora racionalnoj tehnologii dostavki selskohozyajstvennykh gruzov/ D. Muzylev, N. Karnauh, N. Berezhnaya, O. Kutya// Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture – 2015, Vol.17. №7, rr. 67-73.



12. Shramenko N.Yu. Formuvannya strategiyi funkcionuvannya avtotransportnogo pidpriyemstva pri obslugovuvanni vantazhovlasnikiv / N.Yu. Shramenko, O.Yu. Beketova// Avtomobilnyj transport – H.: HNADU, 2013. – Vip. 32 – S. 90-94.
13. Shramenko N. Yu. Sistema formirovaniya razvozochnyh (sborochnyh) marshrutov pri perevozke melkopartionnyh Грузов / N. Yu. Shramenko // Sovershenstvovanie organizacii dorozhnogo dvizheniya i perevozok passazhirov i Грузов: sb. nauch. tr. — Minsk: BNTU, 2014. — S. 84—90.
14. Shramenko N. Yu. Kompleksnij pidhid do viboru strategiyi transportnogo obslugovuvannya vantazhovlasnikiv v mistah / N. Yu. Shramenko // Komunalne gospodarstvo mist. Seriya: tehnicni nauki ta arhitektura: nauk. - tehn. zb. — H.: HNUMG, 2015. — Vip. 121. — S. 65—68.
15. Shramenko N. Yu. Model viboru racionalnoyi vantazhnosti avtomobiliv pri organizaciyi perevezen dribnopartionnih vantazhiv / N. Yu. Shramenko // Vestnik HNADU: sb. nauch. tr. — H.: HNADU, 2015. — Vyp. 68. — S. 113—117.
16. Shramenko N.Yu. Vibir optimalnoyi strategiyi obslugovuvannya vantazhovlasnikiv na rozviznih marshrutah / N.Yu. Shramenko, A.V. Galagan // Vestnik HNADU. — 2009. — № 44. — S. 78–82.

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ  
SCIENCE JOURNAL**

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,  
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ  
2018, № 12**

**TECHNICAL SERVICE OF AGRICULTURE,  
FORESTRY AND TRANSPORT SYSTEMS  
2018, № 12**

**Українською, російською, англійською мовами**

**Підписано до друку 02.04.2018.  
Формат 60×84 1/8 Папір офсетний. Друк різнографічний.  
Ум. друк. арк. 36,6. Обл.-вид. арк. 19,2.  
Тираж 100 пр. Ціна договірна.**

**Україна, 61002, Харків, Алчевських, 44,  
Харківський національний технічний університет  
сільського господарства імені Петра Василенка.**

**Віддруковано: ФОП Воронюк В.В.  
м. Харків,  
пл. Героїв Небесної Сотні, 4  
057 757-93-82**